

И. М. Белоконев

# ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ и МАШИН

МЕТОДЫ  
АВТОМАТИЗИРОВАННОГО  
ПРОЕКТИРОВАНИЯ



УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

621.01(075)  
Б43

И. М. Белоконов

# ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

МЕТОДЫ  
АВТОМАТИЗИРОВАННОГО  
ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Под редакцией  
заслуженного деятеля  
науки УССР  
профессора *К. И. Заблонского*

*Допущено Министерством  
высшего и среднего  
специального образования УССР  
в качестве учебного пособия  
для студентов  
технических вузов*



КИЕВ  
«ВЫЩА ШКОЛА»  
1990

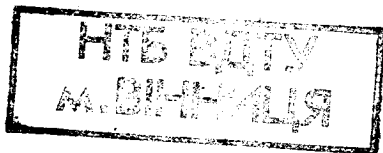
ББК 34.41я73

Б 43

УДК 521.8(07)

Рецензенты: член-корреспондент АН УССР Ф. К. Иванченко (Харьковский политехнический институт), доктор технических наук В. Т. Сердюк (Харьковский институт инженеров транспорта)

Редакция литературы по машиностроительному комплексу  
Редактор Е. В. Алексейчук



391058

Белоконев И. М.

Б43

Теория механизмов и машин. Методы автоматизированного проектирования: Учеб. пособие / Под ред. К. И. Заблонского. — К. : Выща шк., 1990. — 208 с. : ил.  
ISBN 5-11-001903-7.

Широко используются базовые алгоритмы расчетов механизмов машин и программы реализации алгоритмов для ЭВМ. Приведена методика организации курсового проектирования с использованием программ системы автоматизированных расчетов при курсовом проектировании по теории механизмов и машин (САРКП-ТММ).

Пособие написано в соответствии с утвержденной программой курса «Теория механизмов и машин». Совместно с учебником «Теория механизмов и машин» (Заблонский К. И., Белоконев И. М., Щекин Б. М. — К. : Выща шк. Головное изд-во, 1989) оно образует учебный комплекс. Для студентов технических вузов.

Б 2702000000-051 123-90  
М 211 (04)-90

ББК 34.41я73

ISBN 5-11-001903-7

© И. М. Белоконев, 1990

Современное машиностроение немыслимо без повседневного применения вычислительной техники для проектирования и расчета машин, контроля за качеством их изготовления, управления их работой. Поэтому важное значение имеет как можно более раннее ознакомление будущих инженеров с практикой применения ЭВМ. Курсовой проект по теории механизмов и машин — первая большая самостоятельная работа студентов машиностроительных специальностей по выполнению инженерных расчетов. Привитию навыков их проведения с использованием ЭВМ и призвана содействовать настоящая книга.

В настоящее время практика решения инженерных задач по теории механизмов и машин заключается в разработке алгоритма задачи, его формализации, т. е. приведения алгоритма к виду, удобному для программирования и реализации на ЭВМ для получения численного результата. С появлением алгоритмических языков составление программы не препятствует получению численного результата при наличии у студентов определенных навыков в программировании. Формализация задачи трудоемка и занимает много времени. Это объясняется тем, что при решении задач механики применяются методы математического описания, сводящие задачу к некоторой модели, записанной в виде уравнений разных типов. Математическая модель механического процесса и является принципиальным решением задачи.

При формализации алгоритма задача лишается всякой физической сущности и становится чисто вычислительной, так как для получения конечного результата необходимо просто выполнить в указанной последовательности определенные действия. Для того чтобы объединить этапы формализации и составления алгоритма, в пособии предложены структуры операторных функций. Это позволяет упростить запись алгоритма, сделать его простым по структуре и понятным для студента.

Система формализации алгоритмов по теории механизмов и машин с использованием операторных функций, предложенная автором, и комплекс программ на алгоритмическом языке ФОРТРАН рассчитаны на активное использование вычислительной техники. Совокупность операторных функций и реализующих их программ образуют систему автоматизированных расчетов при курсовом проектировании по теории механизмов и машин — САРКП-ТММ.

В пособии приведены разработанные методические рекомендации по курсовому проектированию с применением САРКП-ТММ. Рассмотрены примерный объем проекта, рекомендации по оформлению результатов расчетов и пояснительной записки. Приведенный пример выполнения проекта позволяет оценить объем расчетной работы и объем программирования. Если в вузе используются ЭВМ, не позволяющие применять при проектировании ФОРТРАН-программы, то приведенные в пособии алгоритмы позволяют составить программы на других алгоритмических языках, с использованием примеров расчетов для их отладки.

Основное внимание в книге уделено тем расчетам, которые требуют применения ЭВМ из-за использования оптимизационных методов, сложности или большого объема расчетов. Расчеты, не требующие применения ЭВМ, рекомендуется проводить по учебнику «Теория механизмов и машин» авторов К. И. Заблонского, И. М. Белоконева, Б. М. Щекина, на который ориентировано пособие.

**Внимание!** Анализируя программы, приведенные в учебном пособии, следует помнить: при написании ФОРТРАН-программ на бланках, их перфорировании или наборе на экране дисплея признак комментария «С» размещается в первой, все операторы и их продолжения — в седьмой, символы их продолжения — в шестой позициях строк; метки могут располагаться в позициях 2...5.

## Раздел 1

---

# ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ПРИМЕНЕНИЯ МЕТОДОВ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРИ РЕШЕНИИ ЗАДАЧ ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

## Глава 1. СВЕДЕНИЯ О ПРОГРАММИРОВАНИИ И СТРУКТУРА ПРОГРАММ

### 1.1. Основные принципы использования ЭВМ при решении задач теории механизмов и машин

Несмотря на широкое применение ЭВМ в расчетной практике, их использование студентами при решении задач теории механизмов невелико. Кроме объективных обстоятельств, связанных с трудностями доступа к вычислительным машинам из-за дефицита машинного времени в вузах, применения в учебном процессе ЭВМ разных типов, что затрудняет распространение опыта решения задач и применение стандартных программ, существуют и субъективные, во многом связанные с отсутствием необходимых учебных пособий. Используемые учебники и учебные пособия по теории механизмов и машин ориентируют студентов в основном на применение графических и приближенных методов расчетов механизмов. Это объясняется их наглядностью, за которой остаются скрытыми от студента большая трудоемкость и низкая точность расчета.

Будучи приемлемыми как иллюстративные при изучении курса, упомянутые выше методы при расчетах механизмов в курсовом проектировании приводят к большим потерям времени и не способствуют глубокому усвоению материала, так как сообщают студенту сведения, имеющие характер рецептов. При использовании графических методов затрачивается время не на изучение механических процессов, протекающих в машинах, а на элементарные графические построения для получения количественного результата. Так как для разных механизмов методы упрощения расчетов и графическая интерпретация их различны, то не усваивается единство законов кинематики и динамики движения звеньев для разных механизмов.

Указанных недостатков можно избежать, если теорию работы механизмов и методы их расчетов описать едиными методами. Это как раз и дает возможность сделать вычислительная техника. Все необходимые вычислительные операции могут быть реализованы стандартными вычислительными алгоритмами, не зависящими от физической сущности описываемого процесса. Например, одинаково решаются векторные уравнения, которыми описываются процессы кинематики и динамики механизмов, одинаковы способы интегрирования дифференциальных уравнений одного типа, описы-

вающих работу разных механизмов, и т. п. При этом следует иметь в виду, что принципиальное решение задачи заключается не в получении числа, а в составлении алгоритма решения, реализующего точное математическое описание процесса. В этом случае расчет — это реализация математической модели механизма. Применение ЭВМ позволяет применять методы расчетов, которые описывают сущность протекающих в машине явлений. Такие методы описания механических процессов в машинах использованы в учебнике «Теория механизмов и машин» К. И. Заблонского, И. М. Белсконева, Б. М. Щекина (К., 1989).

## 1.2. Алгоритм и его схема

**Алгоритм** — это формальное предписание однозначно определяющее последовательность и содержание алгебраических арифметических, логических и других математических действий над исходными данными, приводящих к получению совокупности выходных данных определяемых как решение задачи. С его помощью задача решается принципиально, независимо от характера исходных данных. Алгоритм формализует задачу таким образом, что после составления он может быть реализован без учета физического смысла решаемой задачи.

Алгоритм может быть представлен в виде последовательности формул или в виде схемы алгоритма (блок-схемы). В современной интерпретации алгоритм может быть представлен также в виде программы на алгоритмическом языке. Наиболее нагляден алгоритм в виде блок-схемы, представляющей последовательность графических символов, соединенных линиями со стрелками, указывающими направление хода вычислительных и логических операций. Внутри символов словами, формулами или их номерами указывают выполняемую операцию. На рис. 1 представлены графические символы в соответствии с ГОСТ 19.002—80 и ГОСТ 19.003—80, используемые при составлении блок-схем, применяемых в пособии. Их назначение определяется так:

1. *Перфорированная карта*: ввод исходных данных с перфорированных карт.

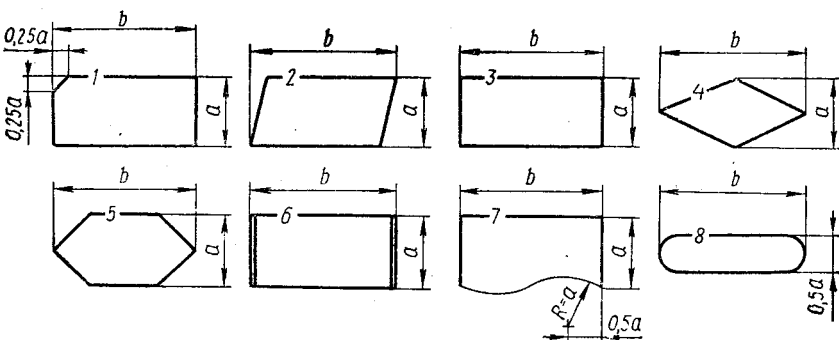


Рис. 1. Графические символы блок-схем

2. *Преобразование данных*: ввод исходных данных любым другим способом.

3. *Процесс*: выполнение вычислительных операций с присвоением значений параметрам.

4. *Решение*: выбор направления выполнения алгоритма в зависимости от проверяемого условия.

5. *Модификация*: организация циклических процессов.

6. *Предопределенный процесс*: использование других алгоритмов, которые созданы и описаны вне рассматриваемого.

7. *Документ*: вывод результатов выполнения алгоритма.

8. *Пуск-останов*: начало или конец алгоритма.

Размер  $a$  элемента схемы выбирается равным 15, 20, 25 мм и т. д., кратным пяти. Размер  $b = (1,5 \dots 2)a$ . Порядковый номер элемента вписывается в разрыв верхней линии.

### 1.3. Алгоритмический язык ФОРТРАН

Наиболее мощным средством реализации алгоритмов решения инженерных задач на ЭВМ серии ЕС и других серий является алгоритмический язык ФОРТРАН. Название этого языка является русским написанием сокращения английских слов *FORMula TRANslation* — «преобразование формул». Существует несколько версий этого языка, наиболее утвердившейся из которых является ФОРТРАН-IV. В нашу задачу не входит рассмотрение специальных вопросов программирования на ФОРТРАНе, так как студенты обучаются этому при изучении вычислительной техники и методики ее применения в инженерных расчетах. Поэтому излагается минимум сведений о языке, необходимых для разбора стандартных программ расчета механизмов, приведенных в пособии, и примеров их использования.

**Алфавит ФОРТРАНа** состоит из трех групп символов.

*Буквенные символы* — все прописные буквы латинского алфавита: A, B, C, D, E, F, G, H, I, J, K, L, M, N, O, P, Q, R, S, T, U, V, W, X, Y, Z.

*Цифровые символы* — 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9.

*Специальные символы* используют для записи арифметических и логических действий над переменными: «+», «—», «\*» — умножение; «/» — деление; «=», «(«,»)», «,», «.», «\_» — пробел; "" — кавычки. Действие возведения в степень обозначается символом «\*\*», ноль при записи перечеркивается — «0». Для комментариев в программе на ФОРТРАНе используется русский алфавит. Признак комментария — латинская буква «C» в первой позиции строки программы. Все служебные комментарии и служебные слова приводятся на английском языке, так как ФОРТРАН — международный алгоритмический язык.

*Переменные ФОРТРАНа* имеют наименование *идентификатор*, представляющий сочетание буквенных символов и цифр, причем первый символ — буква. Число символов в идентификаторе — не больше шести. Например, F1, ALFA, BC2C3, INDEX, M. Идентифи-



каторы, начинающиеся с букв  $I, J, K, L, M, N$ , воспринимаются ЭВМ как обозначения целочисленных переменных, если это не оговорено специально. Целочисленные переменные в ЭВМ представляются точно, в отличие от действительных, которые представляются приближенно. Например, числовое значение переменной  $m = 4$  при ее обозначении  $M$  будет представлено 4, а при применении другого типа символа, например  $SM$ , — 3,9999... Это объясняется особенностями машинных операций с числами. Поэтому при присвоении числовых значений всем действительным переменным их надо записывать с указанием целой и дробной частей, разделяемых знаком действительного числа — точкой: 3.14159, 4.5θ, 7.2, 8.θ, 115.. Переменные бывают простыми и с индексами. Переменная с индексом называется массивом:  $X(5)$ ,  $V23(18)$ ,  $A1(K)$ ,  $BETA(K, L)$ . Цифровой индекс переменной говорит о том, что вызывается ее значение соответствующего номера из всех значений массива.

**Стандартные функции ФОРТРАНа** позволяют автоматически вычислять практически все общепринятые тригонометрические и степенные функции. Выражение, для которого вычисляется стандартная функция, заключается в скобки. Основные стандартные функции —  $COS(X) \rightarrow \cos x$ ;  $SIN(X) \rightarrow \sin x$ ;  $TAN(X) \rightarrow \operatorname{tg} x$ ;  $SQRT(X) \rightarrow \sqrt{x}$ ;  $ARSIN(X) \rightarrow \operatorname{arcsin} x$ ;  $ARCOS(X) \rightarrow \operatorname{arccos} x$ ,  $ATAN(X) \rightarrow \operatorname{arctg} x$ ;  $ABS(X) \rightarrow |x|$ ;  $AMAX1(X(1), X(2), \dots)$ ;  $AMIN1(X(1), X(2), \dots)$  — нахождение наибольшего или наименьшего значений из перечисленных аргументов;  $SIGN(X)$  — присвоение переменной знака аргумента  $X$ .

**Операторы ФОРТРАНа** строятся из элементов, образованных символами, переменными и стандартными функциями. Основной оператор — *оператор присвоения*, с помощью которого вычисляются новые значения переменных. Он состоит из переменной, знака  $\leftarrow$  и математического выражения. Например, оператор

$$F = X(I) + 2. * Z(K) * TAN(ALFA/C) + SQRT(X(I) ** 3 + \cos(BETA))$$

соответствует математической записи выражения

$$F = x_i + 2z_k \operatorname{tg}(\alpha/c) + \sqrt{x_i^3 + \cos(\beta)}$$

В операторе присвоения: все вещественные числа записываются с точкой, например  $5 \rightarrow 5.$ ;  $5,7 \rightarrow 5.7$ ; операции выполняются в порядке старшинства слева направо; ранг старшинства операций — возведение в степень, умножение и деление, сложение и вычитание, в первую очередь выполняются действия в скобках; угловые величины должны представляться в радианах; значения переменных, которые встречаются в операторе присвоения, должны быть определены предшествующими операторами. Оператор присвоения обладает возможностью записи формул типа  $F = F + \theta 5.$ ,  $I = I + 2$ , что не допускается в математике. Такая запись означает, что новое значение переменной вычисляется с использованием старого ее значения.

*Операторы управления* позволяют изменять последовательность выполнения операторов в программе. К ним относятся следующие операторы. Оператор  $GO \_ TO$  — оператор перехода — имеет три разновидности: *безусловный оператор*  $GO \_ TO$ , оператор  $GO \_ TO$  по предписанию и оператор  $GO \_ TO$  по вычислению. Наиболее часто встречается безусловный оператор  $GO \_ TO$ , который записывается в виде  $GO \_ TO \_ n$ , где  $n$  — метка оператора — число, которое записывается перед оператором, если его необходимо выделить в программе. В качестве метки можно использовать любое целое число, имеющее до четырех значащих цифр. Безусловный оператор  $GO \_ TO$  передает управление оператору с меткой  $n$ .

По предписанию управление передается оператором

$$GO \_ TO \_ k, (n_1, n_2, \dots, n_m),$$

где  $k$  — переменная целого типа, а  $n_1, n_2, \dots, n_m$  — метки операторов. К моменту выполнения оператора перехода по предписанию переменная  $k$  должна быть определена и ее значение должно совпадать с одной из меток, заключенных в скобки. Этому оператору и передается управление. Значение  $k$  не может определяться оператором присвоения, а определяется оператором  $ASSIGN \_ M \_ TO \_ k$ , где  $M$  — идентификатор целой переменной, вычисляемой в программе. Этот оператор означает присвоение переменной  $k$  значения «метка  $M$ ».

Оператор передачи управления по вычислению записывается

$$GO \_ TO (n_1, n_2, \dots, n_i, \dots, n_m), k,$$

где  $n_1, n_2, \dots, n_i, \dots, n_m$  — метки;  $k$  — целая переменная.

Если в момент выполнения оператора  $k$  принимает значение  $k = i$ , то управление передается оператору с меткой  $n_i$ . Например, при записи  $GO \_ TO (5, 18, 2, 12, 98), k$ , если  $k = 3$ , управление будет передано на оператор с меткой 2, если  $k = 4$ , — на оператор с меткой 12.

Передача управления в программе по выполнению условия осуществляется оператором  $IF$ , который может иметь арифметическую или логическую структуру. *Арифметический оператор*  $IF$  записывается в виде

$$IF (a) n_1, n_2, n_3,$$

где  $a$  — арифметическое выражение;  $n_1, n_2, n_3$  — метки. Если значение выражения в скобках отрицательное, будет выполняться оператор с меткой  $n_1$ ; если равно нулю, — с меткой  $n_2$ , если положительное, — с меткой  $n_3$ .

*Логический оператор*  $IF$  записывается в виде

$$IF (l) s,$$

где  $l$  — логическое выражение;  $s$  — любой оператор ФОРТРАНа за исключением логического  $IF$  и  $DO$ . Логическое выражение  $l$  записывается с помощью символов:  $.LT. \rightarrow „<“$ ,  $.LE. \rightarrow „\leq“$ ,  $.EQ. \rightarrow „=“$ ,  $.NE. \rightarrow „\neq“$ ,  $.GT. \rightarrow „>“$ ,  $.GE. \rightarrow „\geq“$ . Если условие в скобках выполняется, управление передается оператору

s, если нет,— следующему за IF оператору. Например, запись IF (A\* X\*\*2.LT.B) GO  $\square$  TO  $\square$  5 означает, что если  $ax^2 < b$ , то надо перейти к выполнению оператора с меткой 5.

Мощным программным средством ФОРТРАНа является оператор DO, который позволяет проводить *циклические вычисления* с переменными, меняющими свои значения. Он записывается в виде

$$DO \square n \square i = m_1, m_2, m_3.$$

Здесь  $n$  — метка выполняемого оператора, называемого конечным оператором цикла, который следует после DO в данной программной единице;  $i$  — управляющая переменная целого типа;  $m_1$  — начальный параметр переменной  $i$ ;  $m_2$  — конечный параметр переменной  $i$ ;  $m_3$  — параметр приращения  $i$ . К моменту начала цикла DO  $\square m_1, m_2$  и  $m_3$  должны быть определены, положительными и  $m_1 \leq m_2$ . Действие оператора DO сводится к выполнению последовательности операторов между DO и оператором с меткой  $n$  при  $i = m_1, m_1 + m_3, m_1 + 2m_3$  и т. д. до тех пор, пока управление не будет передано из области действия DO операторами IF, GO  $\square$  TO по вычислению или предписанию или пока  $i$  не станет больше  $m_2$ . Внутри области DO могут лежать области действия других DO, но области внутренних DO должны принадлежать области внешнего DO и не пересекаться между собой. Нельзя передавать управление извне области DO внутрь ее. Если величина  $i$  меняется с каждым циклом на единицу, то  $m_3$  может опускаться при записи. Область DO часто завершают *невыполняемым оператором* CONTINUE, перед которым ставится метка  $n$ .

Для ввода исходных данных в ЭВМ и вывода результатов применяются *операторы ввода — вывода*. К этим операторам относятся операторы READ (читать) и WRITE (писать), имеющие следующую структуру записи:

$$READ(u, f) k, \text{ WRITE}(u, f) k.$$

Здесь  $u$  — обозначение носителя информации: картоввода, дисплея, печатающего устройства и т. п.;  $f$  — метка специального оператора FORMAT, определяющего форму ввода — вывода информации;  $k$  — список вводимых или выводимых символов. Если в записи операторов  $k$  отсутствует, то обрабатывается информация оператора FORMAT. С помощью операторов ввода — вывода перерабатывается численная и текстовая информация. Из-за многообразия форм представления информации рекомендуется при разборе примеров данного пособия пользоваться специальной литературой по ФОРТРАНу.

Исходная информация по значениям параметров может быть введена в ЭВМ оператором DATA, имеющим следующую структуру записи:

$$DATA \square k_1/d_1/, k_2/d_2/, \dots, k_n/d_n/.$$

Здесь каждое  $k_i$  — список идентификаторов переменных, каждое  $d_i$  — список констант со знаками или без них. Элементы списков

разделяются запятыми. Например, запись оператора  
DATA  $\_A, B, B5, C/\theta.5, \theta.272, -3.147, 5\theta./, I/5/, SKT/12./$   
означает, что будут присвоены следующие значения переменным:

$$A = \theta.5; \quad B = \theta.272; \quad B5 = -3.147; \quad C = 5\theta.\theta; \quad I = 5; \\ SKT = 12.\theta.$$

Если в программной единице применяются переменные с индексами, то они должны быть упомянуты в операторе DIMENSION с указанием размеров массивов:

DIMENSION  $\_X(35), Y(18), W5(3\theta, 2\theta).$

Данная запись означает, что для каждой из указанных в списке переменных будет отведено соответствующее число ячеек памяти.

#### 1.4. Подпрограммы ФОРТРАНа

**Подпрограмма** — это группа формул и выражений, употребляемая в различных местах программы. Подпрограммы ФОРТРАНа имеют две структуры — FUNCTION и SUBROUTINE.

Запись программной единицы FUNCTION имеет вид

FUNCTION  $\_f(a).$

Здесь  $f$  — идентификатор определяемой функции,  $a$  — список формальных параметров, каждый из которых есть идентификатор переменной или массива. Подпрограмма FUNCTION должна иметь в своем составе хотя бы один оператор RETURN, управляющий выходом из операторной функции, и заканчиваться словом END. Например, подпрограмма

```
FUNCTION  $\_PZ(V, W, X)$   
IF ( $V**2-2.*W*X$ ), 5, 7, 11  
5  $\_PZ = -1.$   
RETURN  
7  $\_PZ = \theta\theta.$   
RETURN  
11  $\_PZ = 1.\theta$   
RETURN  
END
```

позволяет реализовать вычисление параметра PZ в зависимости от знака выражения ( $V**2-2.*W*X$ ). Для этого необходимо просто записать оператор присвоения в программе, включив в него подпрограмму:

$$A = PZ(P1, 5. * C - B, SIN(P1/Z)).$$

Здесь значение переменной A определится обращением к подпрограмме PZ, а на место формальных параметров V, W, X записаны переменные либо выражения, их определяющие.

Подпрограмма SUBROUTINE имеет структуру

SUBROUTINE  $\square$  s (a).

Здесь s — идентификатор подпрограммы, a — список *формальных параметров*, каждый из которых может быть идентификатором переменной или массива. Список формальных параметров включает *входные*, которые должны быть определены до обращения к подпрограмме, и *выходные*, определяемые после обработки значений входных параметров операторами подпрограммы. Эта подпрограмма также должна включать хотя бы один оператор RETURN и заканчиваться оператором END. Обращение к подпрограмме осуществляется оператором CALL с указанием идентификатора подпрограммы. Например, пусть составлена подпрограмма

SUBROUTINE  $\square$  ALFA (G1, G2, A, B, X1, X2),

входными параметрами которой являются переменные G1, G2, A, B, а выходными — X1, X2. Обращение к ней может быть записано

$$A7 = 5. * X ** 2 - 2. * X$$

$$F = \text{SQRT}(X1 ** 2 + Y1 ** 2)$$

$$C = \text{TAN}(\text{GAMMA}) - F/2.7$$

CALL  $\square$  ALFA (A7, F, C, 12.8, W1, W2).

Здесь на место формальных параметров G1, G2, A подставлены переменные A7, F, C, а на место параметра B — число 12.8. Переменные, которые будут определены после выхода из подпрограммы, обозначены W1 и W2.

Часто бывает необходимо использовать одни и те же единицы памяти ЭВМ переменными, описанными в разных программных единицах общей программы. Для этого используется оператор COMMON, который записывается так:

COMMON/X1/a<sub>1</sub>/X2/a<sub>2</sub>/.../XN/a<sub>n</sub>.

Здесь каждое a<sub>i</sub> — список идентификаторов переменных или массивов; X<sub>i</sub> — идентификатор, являющийся наименованием общего блока данных. Если в разных программных единицах в операторах COMMON перечислены области, то значения переменных, входящих в область COMMON, определенные в одной программной единице, используются и в других программных единицах.

## 1.5. Структура программы ФОРТРАНа

Программа ФОРТРАНа состоит из нескольких программных единиц, среди которых должна быть одна, называемая главной. Выполнение главной программы начинается с первого оператора. Первыми операторами должны быть операторы COMMON, DIMENSION, затем — операторы формирования исходных данных, после чего идут в определяемом алгоритмом порядке другие операторы про-

граммы. Ниже приведена типичная структура главной программы, которая принята в пособии:

```

С ПРИМЕР ГЛАВНОЙ ПРОГРАММЫ
COMMON / A1 | X1, X2 | A2 | Z
DIMENSION X(30), Y(12), Z(3, 2)
DATA A | 0.3 |, B, C1, D1/2., 7.3, 0.1/
.
.
.
ОПЕРАТОРЫ ФОРТРАНА
CALL DPR1(A, C7, X1, W, F)
.
.
.
Q = UG7(B, PAN, AL)
WRITE(3, 7)
7 FORMAT (. . . . .)
STOP
END
    
```

Программа заканчивается операторами STOP и END. Далее должны быть приведены подпрограммы DPR1 и UG7, если они не записаны в библиотеке ЭВМ. Программа записывается на бланках по правилам, указанным в литературе по ФОРТРАНУ.

В дальнейшем при описании алгоритмов и программ будет использована определенная символика в обозначении переменных в алгоритмах и программах их реализации. Кроме оговоренных в тексте случаев, она будет соответствовать табл. 1.

Таблица 1. Рекомендуемые обозначения переменных при составлении алгоритма и программ

№ п/п	Параметры	Обозначение		Применение
		алгоритма	программы	
1	Постоянный линейный размер звена	$l_2$	R2	Для скалярных величин
	Переменный	$l_{AB}$	RAB	Для направленных отрезков
2	Постоянный угловой размер	$\theta_b$	TT5	Для обозначений угловых размеров звеньев разных конструктивных схем
3	Направляющие углы направленных отрезков на звеньях (угловая переменная координата)	$\varphi_1$	F11	Учитываются с учетом знака относительно точек, принятых за начало отрезка
		$\varphi_{BS_2}$	FIBS2	
		$\varphi_{CD}$	FICD	
4	Линейная переменная координата точки	$x_A$	XA	
		$y_A$	YA	
5	Модуль вектора линейной скорости точки звена	$v_A$	VA	
		$v_{BC}$	VBC	

№ п/п	Параметры	Обозначение		Применение
		алгоритма	программы	
6	Его направляющий угол	$v_{C_2C_3}$	VC2C3	Допускается опускать буквенные или цифровые индексы при очевидности обозначения, например:
		$\alpha_A$	ALA	
7	Модуль вектора линейного ускорения точки	$\alpha_{BC}$	ALBC	$a'_{C_2C_3} \rightarrow a_{23} \rightarrow A23,$ $a^k_{F_2F_3} \rightarrow a^k \rightarrow AK$
		$\alpha_{C_2C_3}$	ALC2C3	
		$a_A$	AA	
		$a^n_{BC}$	ABCN	
		$a^r_{C_2C_3}$	AC2C3R	
Его направляющий угол	$\beta_A$	BA		
	$\beta_{BCn}$	BBCN		
	$\beta_{C_2C_3r}$	BC2C3R		
8	Угловая скорость	$\omega_4$	W4	
9	Угловое ускорение	$\epsilon_4$	E4	
10	Модуль вектора силы	$F_2$	F2	
	Его направляющий угол	$\gamma_2$	G2	
11	Модуль вектора силы тя- жести	$F_{g5}$	FG5	
12	Момент силы	$M_2$	T2	
13	Кинетическая энергия зве- на, средняя, начальная по- стоянная, переменная	$E_2$	EN2	
		$E_{ср}$	ENSR	
		$E_0$	ENO	
		$E_c$	ENC	
		$E_v$	ENV	
14	Масса звена	$m_3$	SM3	
	Момент инерции звена, постоянной, переменной	$J_{S_1}$	SI3	
		$J_{Sc}$	SIC	
		$J_{Sv}$	SIV	

**Внимание!** Переменные, обозначенные сочетаниями символов, начинающи- мися с *I, J, K, L, M, N*, воспринимаются как целочисленные. Для восприя- тия их как действительных необходимо упомянуть их в программе в операторе REAL.

## Глава 2. ОПЕРАТОРНЫЕ ФУНКЦИИ И ИХ РЕАЛИЗАЦИЯ

### 2.1. Понятие операторной функции

В теории механизмов и машин рассматриваются прикладные во- просы применения законов теоретической механики. При синтезе и анализе механизмов описание механического процесса алгебраи- ческими, векторными или дифференциальными уравнениями дол- жно быть увязано с вычислительными алгоритмами, применяемы-

ми для их решения. Так, не может быть решено в общем случае уравнение движения механизма в дифференциальной форме, поэтому рассмотрим граничных условий, определяемых способом приведения механизма в движение, уравнение приводится к частному интегрируемому виду. При синтезе механизмов кроме кинематических характеристик для конкретизации задачи применяют дополнительные ограничения на перемещения звеньев. Результатом решения указанных уравнений обычно являются числа или функции, заданные численно, аналитически либо графически.

Способы решения уравнений, описывающих механические процессы в механизмах, не зависят от сущности задачи, а определяются применяемыми математическими методами. Например, алгоритм решения векторных уравнений одинаков для кинематического и силового расчета механизмов, метод решения дифференциального уравнения движения механизма при известных граничных условиях не зависит от кинематической схемы механизма, размеров звеньев и элементов кинематических пар. Независимость способов реализации математических уравнений от механической сущности описываемых ими процессов позволяет формализовать алгоритмы кинематического и динамического расчетов механизмов.

Для этой цели вводится понятие **операторной функции**, под которой понимается выражение вида

$$\Phi(x_1, x_2, \dots, x_i, \dots, x_n; y_1, y_2, \dots, y_k, \dots, y_m), \quad (2.1)$$

где  $\Phi$  — условное обозначение (идентификатор) данной операторной функции, отличающее ее от других операторных функций;  $x_i$  — входные параметры операторной функции, определяемые до обращения к ней;  $y_k$  — выходные параметры операторной функции, принимающие свои значения в результате действий над параметрами  $x_i$ . Входные и выходные параметры разделяются символами «;», «#» (в пособии используется «;»).

Идентификатор операторной функции может быть записан произвольной комбинацией латинских букв и цифр, где первый символ — всегда буква. Например, SINTEZ, UGOL, VEKTORI, F18. Для краткости обозначения функции гласные, кроме первого символа, могут быть опущены: SNTZ, VKTR1 и т. п. Входные и выходные параметры операторной функции имеют формальный характер по обозначению, но не по месту расположения. Это означает, что место параметра при обращении к операторной функции строго определено. Последовательность параметров при перечислении изменена быть не может. На место выходных параметров можно подставлять их численные значения.

Наименование функций носит произвольный характер, что дает возможность применять обозначения, отвечающие смыслу решаемой задачи. Операторная функция данного наименования — это обозначение определенного вычислительного алгоритма. В алгоритм, который она обозначает, могут входить другие операторные функции. Например, операторная функция UGL5 обозначает алгоритм определения направляющего угла  $\varphi$  вектора  $\vec{l}$  по его проек-



циям  $l_x$  и  $l_y$  на координатные оси:

$$\text{UGL5}(l_x, l_y; \varphi) = \begin{cases} \arctg(l_y/l_x), & l_x \geq 0; \\ \pi + \arctg(l_y/l_x), & l_x < 0. \end{cases} \quad (2.2)$$

Эта же функция входит в алгоритм определения вектора  $\bar{r} = \bar{r}_1 + \bar{r}_2$ , который обозначается операторной функцией  $\text{SMVKT}(r_1, \varphi_1, r_2, \varphi_2; r, \varphi)$ , где входными параметрами являются модули  $r_1$  и  $r_2$  и направляющие углы  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  векторов  $\bar{r}_1$  и  $\bar{r}_2$ :

$$\begin{aligned} r_x &= r_1 \cos \varphi_1 + r_2 \cos \varphi_2; \\ r_y &= r_1 \sin \varphi_1 + r_2 \sin \varphi_2; \\ r &= \sqrt{r_x^2 + r_y^2}; \\ \text{UGL5}(\bar{r}_x, r_x, r_y; \varphi). \end{aligned} \quad (2.3)$$

## 2.2. Базовые и вычислительные алгоритмы

Алгоритмы решений задач теории механизмов и машин включают как сами уравнения, описывающие механическую сущность задачи, так и реализующие их алгоритмы, разработанные с применением различных математических способов решения. С позиций механики задача принципиально решается на этапе записи уравнений, моделирующих рассматриваемые механические процессы. Для получения численного результата необходимы алгоритмы, с помощью которых решаются эти уравнения. **Базовые алгоритмы** — это алгоритмы, реализующие уравнения, описывающие механическую сущность задачи.

Алгоритмы решения уравнений, описывающих общие механические процессы, включают в себя операторные функции по реализации простых вычислительных алгоритмов. Так, алгоритм численного решения векторного уравнения включает алгоритм определения модулей и направляющих углов входящих в него векторов. Если векторное уравнение описывает какой-либо процесс, происходящий в механизме, например сложное движение звена, то алгоритм его реализации всегда будет содержать алгоритмы решения частных задач — относительного и переносного движений, определения параметров, характеризующих их, и т. п. Сказанное справедливо и для других задач.

Следовательно, *алгоритм решения любой задачи теории механизмов — это совокупность базовых алгоритмов, решающих более частные задачи механики*. Если выделить такие базовые алгоритмы для задач кинематики и динамики механизмов, то алгоритм любой задачи, рассматриваемой в курсе теории механизмов, может быть представлен необходимой последовательностью операторных функций, реализующих эти алгоритмы.

**Вычислительные алгоритмы** — наиболее простые базовые алгоритмы, описывающие определение параметров физических величин. Например, для векторных величин скорости, ускорения, силы, мо-

мента и других простейшими алгоритмами будут зависимости, позволяющие определить модули и направляющие углы этих векторов. Если алгоритмы для определения модулей векторов зачастую однозначны и просты, то алгоритмы определения направляющих углов более сложны. Для их описания целесообразно применять операторные функции. Общим для вычислительных алгоритмов является чисто математическая их структура и отсутствие каких-либо физических констант.

К вычислительным могут быть отнесены и алгоритмы, позволяющие непосредственно определить параметры физических величин. Например, так как перемещение  $s$ , скорость  $v$  и ускорение  $a$  точки связаны между собой известными соотношениями  $v = ds/dt$ ,  $a = dv/dt$ , то алгоритмы дифференцирования и интегрирования — базовые для этих величин. Такими же являются алгоритмы решения векторных и дифференциальных уравнений, систем линейных уравнений и т. п.

На основе операторных функций простейших вычислительных алгоритмов формируются базовые алгоритмы, реализующие математические модели механических или других физических процессов, протекающих в механизмах. Рассмотрим формирование базового алгоритма на примере решения общего уравнения равновесия механической системы, на которую действуют заданные внешние силы  $\bar{F}_1, \bar{F}_2, \bar{F}_3$ . Реакции связей  $\bar{F}_A$  и  $\bar{F}_B$  определяются из решения уравнения равновесия  $\bar{F}_A + \bar{F}_1 + \bar{F}_2 + \bar{F}_3 + \bar{F}_B = 0$ . Это уравнение может быть сведено к решению системы линейных уравнений, если из рассмотрения граничных условий определены углами  $\gamma_A$  и  $\gamma_B$  линии действия векторов  $\bar{F}_A$  и  $\bar{F}_B$ . Тогда система будет иметь вид

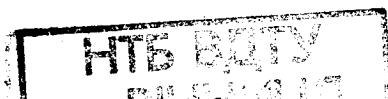
$$\left. \begin{aligned} F_A \cos \gamma_A + F_B \cos \gamma_B &= -(F_1 \cos \gamma_1 + F_2 \cos \gamma_2 + F_3 \cos \gamma_3); \\ F_A \sin \gamma_A + F_B \sin \gamma_B &= -(F_1 \sin \gamma_1 + F_2 \sin \gamma_2 + F_3 \sin \gamma_3); \end{aligned} \right\}$$

а после решения ее уточним значения  $\gamma_A$  и  $\gamma_B$ . Следовательно, базовый алгоритм будет включать операторную функцию решения систем линейных уравнений и операторные функции, позволяющие уточнить значения  $\gamma_A$  и  $\gamma_B$ .

### 2.3. Операторные функции вычислительных алгоритмов и их реализация алгоритмическим языком

В учебнике [1] очень подробно рассмотрена структура основных вычислительных алгоритмов, позволяющих определить параметры физических величин, характеризующие движения звеньев и передачу усилий между ними. Рассмотрим операторные функции этих алгоритмов.

Движения звеньев или их точек описываются пространственно-временными характеристиками — положениями, скоростями и ускорениями. Изменения этих характеристик во времени при выбранной системе координат определяют законы движения звеньев. Положения точки звена в любой момент времени могут быть опре-



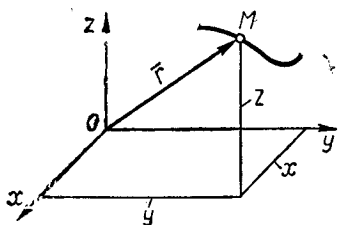


Рис. 2. Определение положения точки радиусом-вектором

делены радиусом-вектором  $\vec{r}$  (рис. 2), проведенным к точке из начала координат, а изменение  $\vec{r}$  во времени,  $\vec{r} = \vec{r}(t)$ , определяет уравнение движения этой точки. Скорость точки  $\vec{v} = d\vec{r}/dt$ , а ускорение  $\vec{a} = d\vec{v}/dt = d^2\vec{r}/dt^2$ ;  $\vec{r}$ ,  $\vec{v}$ ,  $\vec{a}$  — векторные величины, характеризующиеся модулями векторов и направляющими углами. Звено и его точки меняют свое положение в координатной системе

под действием сил  $\vec{F}_i$ , являющихся мерами физического взаимодействия звеньев. Силовое взаимодействие двух звеньев может выразиться и моментом силы  $\vec{M}_i = \vec{r}_i \times \vec{F}_i$ . И сила  $\vec{F}_i$  и момент силы  $\vec{M}_i$  являются векторными величинами и также характеризуются модулями векторов и направляющими углами.

Величины, характеризующие движения звеньев, являются векторными. Вычислительные алгоритмы, характеризующие их параметры, могут быть разделены на определяющие модули векторов и их направляющие углы. Так как перемещения, скорости и ускорения точек при известном законе движения звена могут быть найдены дифференцированием или интегрированием соответствующих выражений, то для определения модулей их векторов целесообразно применить операторные функции, описывающие алгоритмы численного интегрирования и дифференцирования.

Алгоритм численного интегрирования обозначен операторной функцией [1]

$$\text{INTGR}(n, \Delta x, \text{NOMER}, y; I), \quad (2.4)$$

где  $n$  — число участков;  $\Delta x$  — шаг интегрирования;  $y$  — наименование интегрируемого массива;  $I$  — наименование массива интегральных значений.

В зависимости от значения переменной  $\text{NOMER} = 1, 2, 3$  функция (1.4) определяет значения переменной  $I$  соответственно по зависимостям  $I_i = I_{i-1} + \Delta x y_i$ ,  $I_i = I_{i-1} + 0,5\Delta x (y_{i-1} + y_i)$  и  $I_i = I_{i-2} + (y_{i-2} + 4y_{i-1} + y_i) \Delta x/3$ , которые выбирают в зависимости от требуемой точности расчета или характера изменения параметра  $y$ . Операторная функция (2.4) реализуется подпрограммой DINTGR (II.1). Первый символ  $D$  идентификатора подпрограммы II.1 может быть опущен, так как его применение объясняется системой кодировки программ на вычислительном центре, на котором проводилась их отладка. В комментарии к подпрограмме описаны особенности обращений к ней.

II.1.

SUBROUTINE DINTGR(M, N, NOMER, Y, FINT)

С ПРОГРАММА ЧИСЛЕННОГО ИНТЕГРИРОВАНИЯ ФУНКЦИИ, ЗАДАННОЙ МАССИВОМ ЧИСЕЛ.

С В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ЗНАЧЕНИЯ ПЕРЕМЕННОЙ NOMER ПРОГРАММА

С ИСПОЛЬЗУЕТ:

С МЕТОД СИМПСОНА, — NOMER = 1.

С МЕТОД ТРАПЕЦИЙ, — NOMER = 2.

С МЕТОД ПРЯМОУГОЛЬНИКОВ, — NOMER = 3.

С Y(M) — МАССИВ ЗНАЧЕНИЙ ПРОИЗВОДНОЙ ФУНКЦИИ.

С FINT(M) — МАССИВ ЗНАЧЕНИЙ ПЕРВООБРАЗНОЙ ФУНКЦИИ.

С M — РАЗМЕРНОСТЬ МАССИВОВ. H — ШАГ ИНТЕГРИРОВАНИЯ.

```

DIMENSION Y(M), FINT(M)
FINT(1) = 0.0
GO TO (10, 13, 16), NOMER
10 WRITE(3, 11)
11 FORMAT(29H ИСПОЛЬЗУЕТСЯ МЕТОД СИМПСОНА)
FINT(2) = H * (Y(1) + Y(2))/2.0
FINT(3) = (Y(1) + 4. * Y(2) + Y(3)) * H/3.0
DO 12 K = 4, M
FINT(K) = FINT(K - 2) + (Y(K - 2) + 4.0 * Y(K - 1) + Y(K)) * H/3.0
12 CONTINUE
RETURN
13 WRITE(3, 14)
14 FORMAT(28H ИСПОЛЬЗУЕТСЯ МЕТОД ТРАПЕЦИЙ)
DO 15 K = 2, M
FINT(K) = FINT(K - 1) + 0.5 * H * (Y(K - 1) + Y(K))
15 CONTINUE
RETURN
16 WRITE(3, 17)
17 FORMAT(35H ИСПОЛЬЗУЕТСЯ МЕТОД ПРЯМОУГОЛЬНИКОВ)
DO 18 K = 2, M
FINT(K) = FINT(K - 1) + H * Y(K)
18 CONTINUE
RETURN
END

```

Алгоритм численного дифференцирования может быть описан операторной функцией [1]

$$\text{DFRNCL}(n, \Delta x, y, y'), \quad (2.5)$$

где  $n$  — число узловых точек;  $\Delta x$  — шаг дифференцирования;  $y$  и  $y'$  — наименование массивов числовых значений первообразной и производной функций. Подпрограмма П.2 реализует операторную функцию (2.5).

П.2.

SUBROUTINE DFRNCL(M, H, FDIF, Y)

С ПРОГРАММА ЧИСЛЕННОГО ДИФФЕРЕНЦИРОВАНИЯ ФУНКЦИИ,  
С ЗАДАННОЙ МАССИВОМ ЧИСЕЛ.  
С Y(M) — МАССИВ ЗНАЧЕНИЙ ПЕРВООБРАЗНОЙ ФУНКЦИИ.  
С FDIF(M) — МАССИВ ЗНАЧЕНИЙ ПРОИЗВОДНОЙ ФУНКЦИИ.  
С M — РАЗМЕРНОСТЬ МАССИВОВ, H — ШАГ ДИФФЕРЕНЦИРОВАНИЯ,

```

DIMENSION FDIF(M), Y(M)
FDIF(1) = 0.0
M1 = M - 1
DO 20 K = 1, M1
FDIF(K + 1) = (Y(K + 1) - Y(K))/H
20 CONTINUE
RETURN
END

```

При определении реактивных усилий в кинематических парах, определении скоростей и ускорений точек звеньев в случае, когда

законы их движения неизвестны, модули векторов определяются решением систем линейных уравнений, к которым сводятся соответствующие векторные уравнения. Операторная функция, описывающая алгоритм решения системы для случая, когда ее определители не обладают особыми свойствами, имеет вид

$$\text{СИСТЕМА}(n, a(n, n), c(n); x(n)), \quad (2.6)$$

где  $n$  — порядок системы линейных уравнений;  $a(n, n)$  — двумерный массив, формирующий определитель системы;  $c(n)$ ,  $x(n)$  — массивы чисел столбиков свободных членов и корней системы, получаемых после ее решения.

Операторная функция СИСТЕМА в последующих главах пособия не будет реализовываться оригинальной подпрограммой. Это объясняется тем, что в математическом обеспечении ЭВМ серии ЕС имеется стандартная подпрограмма GELG для решения систем линейных уравнений. Обращение к этой подпрограмме осуществляется следующим образом:

$$\text{CALL } \underline{\quad} \text{GELG}(Y, X, N, K, T, IER). \quad (2.7)$$

В выражении (2.7) формальные параметры подпрограммы обозначают:  $Y$  — идентификатор массива  $Y(N)$ , сформированного из столбика свободных членов уравнений системы;  $X$  — идентификатор массива  $X(N, N)$ , сформированного из коэффициентов при неизвестных в уравнениях системы, то есть соответствует ее определителю;  $N$  — целочисленная переменная, определяющая порядок системы;  $K$  — целочисленная переменная, определяющая способ вычисления ( $K = 1$  — для способа перекрестного умножения);  $T$  — действительная переменная, определяющая точность вычислений; для всех примеров пособия принимается  $T = 0,0001$ ; IER — обозначение служебного параметра.

Вычислительные алгоритмы для определения направляющих углов векторов весьма многообразны. Это объясняется тем, что в теории механизмов и машин векторные величины используются как для описания задач кинематики и динамики, так и при геометрическом синтезе механизмов, где широко применяется понятие направленного отрезка. В табл. 2 приведены простейшие алгоритмы определения направляющих углов векторов и их операторные функции. Функция UGL1 позволяет определить направляющий угол вектора по координатам двух точек А и В на линии его действия, причем направление вектора принимается от А к В. При использовании этой функции направляющий угол  $\varphi_{AB}$  вычисляется только в положительном направлении как существенно положительная величина. Функция UCL2 позволяет определить угол  $\varphi_{AB}$  при тех же исходных данных с учетом знака угла. Эти операторные функции применяются для определения положения звеньев в координатной плоскости.

В различных задачах теории механизмов направление вектора определяется знаком какой-либо величины. Например, направление вектора линейной скорости точки зависит от направления угло-

Таблица 2. Алгоритмы определения направляющих углов векторов

№ п/п	Схема действия векторов	Алгоритмы	Операторная функция
1		$l_{AB} = \sqrt{(x_B - x_A)^2 + (y_B - y_A)^2}$ $\psi = \arccos((x_B - x_A) / l_{AB})$ $\theta = \text{sign}(y_B - y_A) \psi$ $\varphi_{AB} = \begin{cases} \theta, & y_B \geq y_A \\ 2\pi + \theta, & y_B < y_A \end{cases}$	UGL1 ( $x_A, y_A, x_B, y_B; \varphi_{AB}$ )
2		$l_{AB} = \sqrt{(x_B - x_A)^2 + (y_B - y_A)^2}$ $\psi = \arccos((x_B - x_A) / l_{AB})$ $\varphi_{AB} = \text{sign}(y_B - y_A) \psi$	UGL2 ( $x_A, y_A, x_B, y_B; \varphi_{AB}$ )
3		$\psi = \varphi + \text{sign}(v) \alpha$	UGL3 ( $\varphi, \alpha, v; \psi$ )
4		$\psi = \begin{cases} \varphi, & v \geq 0; \\ \varphi + \alpha, & v < 0 \end{cases}$	UGL4 ( $\varphi, \alpha, v; \psi$ )
5		$l_{AB} = \sqrt{(x_B - x_A)^2 + (y_B - y_A)^2}$ $\psi = \arccos((x_B - x_A) / l_{AB})$ $\varphi_{AB} = \text{sign}(y_B - y_A) \psi$	VKT ( $x_A, y_A, x_B, y_B; \varphi_{AB}$ )
6		$\vec{l} = l_1 \times l_2 =$ $= l_1 \cos \varphi_1 l_2 \sin \varphi_2 -$ $- l_1 \sin \varphi_1 l_2 \cos \varphi_2$	MOMNT ( $l_1, \varphi_1, l_2, \varphi_2; l$ )

вой скорости звена, а принятое при предварительном силовом расчете направление вектора реактивной силы меняется на противоположное, если при решении уравнений равновесия модуль вектора этой силы получил отрицательный знак. Для определения направляющих углов векторов в таких задачах могут быть применены операторные функции UGL3 и UCL4, описывающие алгоритмы определения направляющего угла  $\psi$  вектора  $\vec{r}$  в зависимости от знака параметра  $v$ . Обратная задача определения параметра  $v$  по модулю вектора  $\vec{r}$  ( $v$ ), его направляющему углу  $\psi$ , а также по модулю  $l$  и направляющему углу  $\varphi$  направленного отрезка  $l$  решается с помощью алгоритма, обозначенного операторной функцией

$$\text{OMEGA}(l, r, (\psi - \varphi); \omega) = \text{sign}(\psi - \varphi) r(v)/l. \quad (2.8)$$

Операторная функция VKT описывает алгоритм определения модуля и направляющего угла направленного отрезка, точки  $A$  и  $B$  которого заданы. Функция MOMNT позволяет вычислить модуль вектора  $\vec{l}$ , являющегося векторным произведением векторов  $\vec{l}_1$  и  $\vec{l}_2$ , то есть  $\vec{l} = \vec{l}_1 \times \vec{l}_2$ . Эта функция часто применяется для определения момента силы относительно точки при синтезе и анализе пространственных механизмов. Кроме указанных в табл. 2 операторных функций широко применяются функции UGL5 (2.2) и SMVKT (2.3), разобранные в предыдущем параграфе. Для единообразного представления угловых координат звеньев в положительном направлении может быть использована операторная функция

$$\text{UGOL}(\psi; \varphi) = \begin{cases} \varphi = \psi, \psi \geq 0; \\ \varphi = \psi + 2\pi, \psi < 0. \end{cases}$$

Ниже приводятся подпрограммы, реализующие разобранные функции.

### II.3.

FUNCTION DUGL1(X1, Y1, X2, Y2)  
С ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРАВЛЯЮЩЕГО УГЛА ВЕКТОРА КАК СУЩЕСТ-  
С ВЕННО ПОЛОЖИТЕЛЬНОЙ ВЕЛИЧИНЫ ПО КООРДИНАТАМ ТОЧЕК  
С НАЧАЛА — X1, Y1, И КОНЦА — X2, Y2 ОТРЕЗКА.

```
PI = 3.14159
R = SQRT((X2 - X1)** 2 + (Y2 - Y1)** 2)
A = ARCOS((X2 - X1)/R)
B = Y2 - Y1
C = SIGN(A,B)
IF(C. LT. 0.)GO TO 1
DUGL1 = C
RETURN
1 DUGL1 = C + 2.0 * PI
RETURN
END
```

### II.4.

FUNCTION DUGL2(X1, Y1, X2, Y2)  
С ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРАВЛЕНИЯ ВЕКТОРА ПО КООРДИНАТАМ ТОЧЕК  
С ЕГО НАЧАЛА — X1, Y1 И КОНЦА — X2, Y2.

```
DL = SQRT((X2 - X1)** 2 + (Y2 - Y1)** 2)
A = ARCOS((X2 - X1)/DL)
B = Y2 - Y1
```

```
DUGL2 = SIGN(A, B)
RETURN
END
```

II.5. FUNCTION DUGL3(UGOL1, UGOLD, VEL)  
С ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРАВЛЕНИЯ ВЕКТОРА ПО ОПРЕДЕЛЯЮЩЕМУ  
С ПАРАМЕТРУ.  
С UGOL1 — УГОЛ, ОТНОСИТЕЛЬНО КОТОРОГО ОПРЕДЕЛЯЕТСЯ  
С ПЕРВОНАЧАЛЬНОЕ НАПРАВЛЕНИЕ ВЕКТОРА.  
С UGOLD — ДОПОЛНЯЮЩИЙ УГОЛ.  
С VEL — ОПРЕДЕЛЯЮЩИЙ ПАРАМЕТР.  
DUGL3 = UGOL1 + SIGN(UGOLD, VEL)  
RETURN  
END

II.6. FUNCTION DUGL4(UGOL1, UGOLD, VEL)  
С ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРАВЛЕНИЯ ВЕКТОРА НА ЛИНИИ ЕГО  
С ДЕЙСТВИЯ.  
С UGOL1 — УГОЛ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЙ ЛИНИЮ ДЕЙСТВИЯ ВЕКТОРА.  
С UGOLD — ДОПОЛНЯЮЩИЙ УГОЛ.  
С VEL — ОПРЕДЕЛЯЮЩИЙ ПАРАМЕТР.  
IF(VEL)109,110,111  
109 DUGL4 = UGOL1 - UGOLD  
RETURN  
110 DUGL4 = UGOL1  
RETURN  
END

II.7. FUNCTION DUGL5(PRX, PRY)  
С ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРАВЛЕНИЯ ВЕКТОРА ПО ЕГО ПРОЕКЦИЯМ  
С PRX И PRY НА ОСИ АБСЦИСС И ОРДИНАТ.  
PI = 3.14159  
IF(ABS(PRX))112,110,112  
112 D = PRY/PRX  
IF(PRX, LT, 0.0) GO TO 113  
DUGL5 = ATAN(D)  
RETURN  
113 DUGL5 = PI + ATAN(D)  
RETURN  
110 A = PI/2.0  
DUGL5 = SIGN(A, PRY)  
RETURN  
END

II.8. FUNCTION DUGOL(FI)  
С ВЫЧИСЛЕНИЕ УГЛА В КАЧЕСТВЕ СУЩЕСТВЕННО ПОЛОЖИТЕЛЬНОЙ  
С ВЕЛИЧИНЫ.  
PI = 3.14159  
IF(FI.LT. 0.0)GO TO 1  
DUGOL = FI  
RETURN  
1 DUGOL = FI + 2.0 \* PI  
RETURN  
END

II.9. FUNCTION DMOmnt(R, FI, F, G)  
DMOMNT = R \* COS(FI) \* F \* SIN(G) - R \* SIN(FI) \* F \* COS(G)  
RETURN  
END



II.10.

```

FUNCTION DOMEGA(RAZMER,VEKTOR,UGOL)
С ОПРЕДЕЛЕНИЕ УГЛОВОЙ СКОРОСТИ ИЛИ УГЛОВОГО УСКОРЕНИЯ
С RAZMER — ДЛИНА ЗВЕНА.
С VEKTOR — ОПРЕДЕЛЯЮЩИЙ ВЕКТОР СКОРОСТИ ИЛИ УСКОРЕНИЯ.
С UGOL — ЛОГИЧЕСКИЙ ПРИЗНАК.
  A = VEKTOR/RAZMER
  DOMEGA = SIGN(A, UGOL)
  RETURN
END
  
```

II.11.

```

SUBROUTINE DVKT(X1, Y1, X2, Y2, RZ, FI)
С ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОДУЛЯ И НАПРАВЛЯЮЩЕГО УГЛА НАПРАВЛЕН-
С НОГО ОТРЕЗКА ПО КООРДИНАТАМ ЕГО НАЧАЛЬНОЙ И КОНЕЧНОЙ
С ТОЧЕК.
  RZ = SQRT((X2 - X1) ** 2 + (Y2 - Y1) ** 2)
  IF(RZ, EQ, 0.0)GO TO 1
  A = ARCOS((X2 - X1)/RZ)
  B = Y2 - Y1
  FI = SIGN(A, B)
  RETURN
1 FI = 0.0
  RETURN
END
  
```

II.12.

```

SUBROUTINE DSMVKT(L1, FI1, L2, FI2, L, FI)
С ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОДУЛЯ L И НАПРАВЛЯЮЩЕГО УГЛА FI
С ВЕКТОРА СУММЫ ДВУХ ВЕКТОРОВ, ЗАДАННЫХ
С МОДУЛЯМИ L1, L2, И НАПРАВЛЯЮЩИМИ УГЛАМИ FI1 I FI2
  REAL L, L1, L2, LX, LY
  LX = L1 * COS(FI1) + L2 * COS(FI2)
  LY = L1 * SIN(FI1) + L2 * SIN(FI2)
  L = SQRT(LX ** 2 + LY ** 2)
  FI = DUGL5(LX, LY)
  RETURN
END
  
```

## 2.4. Принципы записи алгоритмов с использованием операторных функций

Рассмотрим алгоритм геометрического и кинематического расчета механизма (рис. 3) с использованием операторных функций. Пусть при заданных размерах механизма  $l_1, l_2, l_3, l_0, l_{BD}$ ,  $v$  требуется составить алгоритм определения координат точек  $B$  и  $D$ , углов  $\varphi_2$  и  $\varphi_3$ , определяющих положения звеньев 2 и 3, угловых скоростей этих звеньев, а также вектора скорости точки  $D$  для любого положения звена 1, определяемого углом  $\varphi_1$ . Угловая скорость входного звена 1 равна  $\omega_1$ . При составлении алгоритма будем использовать свойство формальных параметров операторных функций, подставляя на место

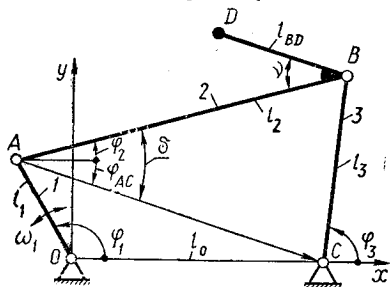


Рис. 3. К составлению алгоритма кинематического расчета

формальных параметров операторных функций, подставляя на место

соответствующих параметров их числовые значения, либо зависимости для их вычисления. Знаки переменных определяются знаками тригонометрических функций.

Для любого  $\varphi_1$  координаты точки  $A$

$$x_A = l_1 \cos \varphi_1; \quad y_A = l_1 \sin \varphi_1. \quad (2.9)$$

Введем в рассмотрение направленный отрезок  $\overline{AC}$ , модуль и направляющий угол которого определяются как

$$\text{VKT}(x_A, y_A, l_0, 0; l_{AC}, \varphi_{AC}). \quad (2.10)$$

Угол  $\delta$  найдем из соотношения сторон  $\triangle ABC$ :

$$\delta = \arccos((l_2^2 + l_{AC}^2 - l_3^2)/2l_2l_{AC}), \quad (2.11)$$

тогда направляющий угол звена 2

$$\varphi_2 = \varphi_{AC} + \delta. \quad (2.12)$$

Координаты точки  $B$  определяются из выражений

$$x_B = x_A + l_2 \cos \varphi_2; \quad y_B = y_A + l_2 \sin \varphi_2, \quad (2.13)$$

а направляющий угол звена 3 — из выражения

$$\text{UGL1}(l_0, 0, x_B, y_B; \varphi_3). \quad (2.14)$$

Тогда координаты точки  $D$

$$x_D = x_B + l_{BD} \cos(\varphi_2 + (\pi - \nu)); \quad y_D = y_B + l_{BD} \sin(\varphi_2 + (\pi - \nu)). \quad (2.15)$$

Зависимости (2.9)...(2.15) при последовательной реализации составят алгоритм геометрического расчета механизма.

Составим алгоритм определения скоростей. Вектор скорости точки  $A$  определится из выражений

$$v_A = |\omega_1| l_1, \text{UGL3}(\varphi_1, \pi/2, \omega_1; \alpha_A), \quad (2.16)$$

где  $\alpha_A$  — направляющий угол вектора  $\bar{v}_A$  определяется прибавлением к углу  $\varphi_1$  угла  $\pi/2$  в зависимости от знака  $\omega_1$ . Вектор  $\bar{v}_B$  скорости точки  $B$  будет равен вектору относительной скорости  $\bar{v}_{BC}$ . Он может быть определен решением векторного уравнения  $\bar{v}_A + \bar{v}_{BA} = \bar{v}_{BC}$ , или  $\bar{v}_{BC} - \bar{v}_{BA} = \bar{v}_A$ , сводя которое к системе линейных уравнений, получим

$$\left. \begin{aligned} v_{BC} \cos \alpha_{BC} - v_{BA} \cos \alpha_{BA} &= v_A \cos \alpha_A; \\ v_{BC} \sin \alpha_{BC} - v_{BA} \sin \alpha_{BA} &= v_A \sin \alpha_A. \end{aligned} \right\} \quad (*)$$

В уравнениях системы (\*)  $\alpha_{BC}$  и  $\alpha_{BA}$  обозначают направляющие углы векторов  $v_{BC}$  и  $v_{BA}$ , о которых известно только то, что линии их действия перпендикулярны соответственно к  $AB$  и  $BC$ . Принимая предварительно  $\alpha_{BA} = \varphi_2 + \pi/2$ ,  $\alpha_{BC} = \varphi_3 + \pi/2$ , сформируем

0.0	0.5621	1.0472	0.8000	0.3464	0.8000	0.3464
0.1745	0.4502	0.9538	0.8314	0.3262	0.8314	0.3262
0.3491	0.3671	0.9222	0.8416	0.3188	0.8416	0.3188
0.5236	0.3100	0.9412	0.8355	0.3233	0.8355	0.3233
0.6981	0.2726	0.9959	0.8175	0.3357	0.8175	0.3357
0.8727	0.2489	1.0739	0.7907	0.3516	0.7907	0.3516
1.0472	0.2350	1.1671	0.7571	0.3678	0.7571	0.3678
1.2217	0.2282	1.2696	0.7186	0.3820	0.7186	0.3820
1.3963	0.2271	1.3776	0.6767	0.3926	0.6767	0.3926
1.5708	0.2307	1.4888	0.6328	0.3987	0.6328	0.3987
1.7453	0.2386	1.6004	0.5882	0.3998	0.5882	0.3998
1.9199	0.2506	1.7108	0.5442	0.3961	0.5442	0.3961
2.0944	0.2667	1.8183	0.5020	0.3878	0.5020	0.3878
2.2689	0.2873	1.9213	0.4627	0.3757	0.4627	0.3757
2.4435	0.3127	2.0181	0.4270	0.3606	0.4270	0.3606
2.6180	0.3433	2.1073	0.3956	0.3438	0.3956	0.3438
2.7925	0.3797	2.1871	0.3688	0.3264	0.3688	0.3264
2.9670	0.4220	2.2563	0.3468	0.3096	0.3468	0.3096

массивы операторной функции (2.6):

$$A(2, 2) = \begin{vmatrix} \cos(\varphi_3 + \pi/2) & -\cos(\varphi_2 + \pi/2) \\ \sin(\varphi_3 + \pi/2) & -\sin(\varphi_2 + \pi/2) \end{vmatrix}, \quad (2.17)$$

$$C(2) = (\cos \alpha_A, \sin \alpha_A). \quad (2.18)$$

Тогда модули векторов  $v_{BC}$  и  $v_{BA}$  найдем из функции

$$\text{СИСТЕМА}(2, A(2, 2), C(2); v_{BC}, v_{BA}). \quad (2.19)$$

Направляющие углы этих векторов окончательно определяются из выражений

$$\text{UGL3}(\varphi_2, \pi/2, v_{BA}; \alpha_{BA}); \quad (2.20)$$

$$\text{UGL3}(\varphi_3, \pi/2, v_{BC}; \alpha_{BC}). \quad (2.21)$$

Если бы в (2.17) были записаны величины  $\alpha_{BA}$  и  $\alpha_{BC}$ , то для уточнения их значений после (2.19) следовало бы применить функции UGL4.

Угловые скорости звеньев 2 и 3 найдем из выражений

$$\text{OMEGA}(l_2, \varphi_2, v_{BA}, \alpha_{BA}; \omega_2); \quad (2.22)$$

$$\text{OMEGA}(l_3, \varphi_3, v_{BC}, \alpha_{BC}; \omega_3). \quad (2.23)$$

Скорость точки  $D$  определится как  $\bar{v}_D = \bar{v}_B + \bar{v}_{DB}$ , что может быть реализовано выражением

$$\text{СМВКТ}(v_{BC}, \alpha_{BC}, |\omega_2| l_{BD}, \text{UGL3}(\varphi_2 + (\pi - \nu), \pi/2, \omega_2; \alpha_{DB}); v_D, \alpha_D). \quad (2.24)$$

Зависимости (2.16)...(2.24) образуют при последовательной реализации алгоритм расчета скоростей механизма.

Все зависимости алгоритма реализуют только соотношения механики, а параметры физических величин вычисляются через

1.6000	2.6188	-0.8647	-2.6188
0.7450	2.5246	-0.6926	-2.3844
0.2468	2.4930	-0.5647	-2.3055
0.0509	2.5120	-0.4770	2.3531
0.2312	2.5667	-0.4194	2.4897
0.3428	2.6447	-0.3829	2.6848
0.4148	2.7379	-0.3615	2.9177
0.4657	2.8404	-0.3511	3.1741
0.5163	2.9486	0.3494	3.4445
0.6511	3.0596	0.3550	3.7219
0.2643	3.1712	-0.3671	-4.0009
0.2235	3.2815	-0.3855	4.2769
0.2323	3.3891	-0.4103	4.5457
0.1796	3.4921	-0.4420	4.8031
0.0825	3.5889	-0.4810	5.0453
0.0673	3.6781	-0.5282	-5.2682
0.2924	3.7579	-0.5841	-5.4678
0.6357	3.8271	-0.6492	-5.6407

Рис. 4. Реализация программы П.13

операторные функции. Из разобранного примера следует, что применение операторных функций упрощает составление алгоритма за счет формализации промежуточных вычислительных операций. Операторные функции вычислительных алгоритмов могут служить основой для разработки базовых алгоритмов различных задач механики, описываемых своими операторными функциями. Напри-

мер, рассмотренный алгоритм может быть описан операторной функцией как базовый при кинематическом расчете механизма шарнирного четырехзвенника.

Программа реализации рассмотренного алгоритма расчета механизма, приведенного на рис. 3, обозначена П.13, а на рис. 4 приведены результаты работы программы.

#### П.13.

С ПРИМЕР СОСТАВЛЕНИЯ ПРОГРАММЫ ГЕОМЕТРИЧЕСКОГО И КИНЕМАТИЧЕСКОГО РАСЧЕТОВ МЕХАНИЗМА, ПРИВЕДЕННОГО НА РИС. 3

```

REAL L1, LO, LAC, L3, L2, LBD, NU
DIMENSION A(2,2), C(2), F1(18)
READ(1, 1)L1, L2, L3, LO, NU, LBD
1 FORMAT(6F8.4)
W1 = 2.0
PI = 3.14159
DFI = PI/18.0
F11 = -DFI
DO 5 K = 1, 18
F11 = F11 + DFI
F1(K) = F11
XA = L1 * COS(F11)
YA = L1 * SIN(F11)
CALL DVKT(XA, YA, LO, 0.0, LAC, FIAC)
DELTA = ARCOS((L2**2 + LAC**2 - L3**2)/(2.0 * L2 * LAC))
FI2 = FIAC + DELTA
XB = XA + L2 * COS(FI2)
YB = YA + L2 * SIN(FI2)
FI3 = DUGL1(LO, 0.0, XB, YB)
XD = XB + LBD * COS(FI2 + (PI - NU))
YD = YB + LBD * SIN(FI2 + (PI - NU))
VA = ABS(W1 * L1)
ALA = DUGL1(F11, PI/2., W1)
A(1, 1) = COS(FI3 + PI/2.)
A(1, 2) = -COS(FI2 + PI/2.)
A(2, 1) = SIN(FI3 + PI/2.)
A(2, 2) = -SIN(FI2 + PI/2.)
C(1) = VA * COS(ALA)
C(2) = VA * SIN(ALA)
CALL GELG(C, A, 2, 1, 0.0001, IER)

```

```
VBC = C(1)
VBA = C(2)
ALBA = DUGL3(FI2, PI/2., VBA)
ALBC = DUGL3(FI3, PI/2., VBC)
W2 = DOMEQA(L2, FI2, VBA, ALBA)
W3 = DOMEQA(L3, FI3, VBC, ALBC)
CALL DSMVKT(VBC, ALBC, ABS(W2) * LBD, DUGL3(FI2 + PI -- NU),
PI/2., W2).
* VD. ALD)
PRINT 2, FI(K), FI2, FI3, XB, YB, XD, YD, VD, ALD, W2, W3
2 FORMAT(1X, 11F10.4)
5 CONTINUE
STOP
END
```

# АЛГОРИТМЫ СИНТЕЗА И АНАЛИЗА МЕХАНИЗМОВ И ПРОГРАММЫ ИХ РЕАЛИЗАЦИИ

## Глава 3. СИНТЕЗ МЕХАНИЗМОВ С НИЖШИМИ КИНЕМАТИЧЕСКИМИ ПАРАМИ

### 3.1. Шарнирный четырехзвенный механизм

Синтез шарнирного четырехзвенного механизма (рис. 5) в общем случае заключается в определении параметров  $l_1, l_2, l_3, l_0$  линейных размеров его звеньев и значения угла  $\varphi_1$ , определяющего положение кривошипа 1. Из разных применяемых способов рассмотрим те, которые задаются длиной выходного звена  $l_3$  и параметров, определяющих его положение при различных положениях кривошипа 1.

При синтезе по трем положениям звена 3, определяемым значениями  $\varphi_{31}, \varphi_{32}, \varphi_{33}$  угла  $\varphi_3$ , соответствующим углам положения кривошипа  $\varphi_{11}, \varphi_{12}, \varphi_{13}$  (рис. 6) предполагают известной длину стойки  $l_0$ . При принятых условиях кинематический синтез сводится к нахождению размеров  $l_1$  и  $l_2$ . Эти размеры могут быть определены, если в системе координат  $xAy$  ( $a$ ) будут известны координаты точки  $B$ . Сообщим всему механизму угловую скорость  $\omega = -\omega_1$ . Тогда ведущее звено в системе  $xAy$  станет неподвижным, а в противоположном скорости  $\omega_1$  направлении будет вращаться стойка 0. Для второго и третьего положений механизма положение стойки относительно звена 1 будет определено углами  $(\varphi_{12} - \varphi_{11})$  и  $(\varphi_{13} - \varphi_{11})$ , откладываемыми от оси абсцисс в направлении  $\omega$ . Так как точка  $B$  при движении звена 2 не меняет положения, а длина звена 2 неизменна, то точка  $B$  является центром окружности, проведенной через три точки:  $C_1, C_2$  и  $C_3$ . Положение точки  $B$  как центра окружности определится пересечением перпендикуляров, восстановленных к серединам отрезков  $C_1C_2$  и  $C_2C_3$ . Если заданы закон движения входного звена 1 и соответствующий ему закон движения выходного звена 3, то синтез механизма этим методом является приближенным. Для любых трех значений  $\varphi_1$  (3) и соответствующих им значений  $\varphi_3$  (3) по алгоритму табл. 3 можно определить координаты

Таблица 3. Синтез шарнирного четырехзвенника по трем положениям

№ п/п	Формулы и операторные функции
1	$x_{C_i} = l_{0i} \cos (\varphi_{11} - \varphi_{1i}) + l_3 \cos (\varphi_{3i} + (\varphi_{11} - \varphi_{1i}))$
2	$y_{C_i} = l_{0i} \sin (\varphi_{11} - \varphi_{1i}) + l_3 \sin (\varphi_{3i} + (\varphi_{11} - \varphi_{1i}))$

№ п/п	Формулы и операторные функции
-------	-------------------------------

- 3  $k_{12} = -(x_{C_2} - x_{C_1}) / (y_{C_2} - y_{C_1})$
- 4  $k_{23} = -(x_{C_3} - x_{C_2}) / (y_{C_3} - y_{C_2})$
- 5  $x_{S_1} = (x_{C_1} + x_{C_2}) / 2; y_{S_1} = (y_{C_1} + y_{C_2}) / 2$
- 6  $x_{S_2} = (x_{C_2} + x_{C_3}) / 2; y_{S_2} = (y_{C_2} + y_{C_3}) / 2$
- 7  $A(2, 2) = \begin{vmatrix} -k_{12} & 1 \\ k_{23} & 1 \end{vmatrix}$
- 8  $C(2) = (y_{S_1} - k_{12}x_{S_1}, y_{S_2} - k_{23}x_{S_2})$
- 9 СИСТЕМА (2, A(2, 2), C(2);  $x_B, y_B$ )
- 10  $l_1 = \sqrt{x_B^2 + y_B^2}$
- 11  $l_2 = \sqrt{(x_B - x_{C_1})^2 + (y_B - y_{C_1})^2}$
- 12  $\varphi_{11} = \arctg(y_B / x_B)$

SNTZR ( $l_0(3); l_3, \varphi_1(3), \varphi_3(3); l_1, l_2$ ). При синтезе шарнирного четырехзвенника  $l_0(3)$  принимать одинаковыми; при синтезе кривошипно-ползунного механизма —  $\varphi_3(3)$

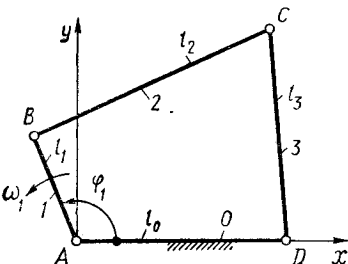
точки  $B_i$  и размеры  $l_1$  и  $l_2$  (б). Если бы координаты точек  $B_i$  совпадали, то решение было бы точным. В общем случае точки  $C_i$  не располагаются на одной окружности, следовательно, и точки  $B_i$  тоже не совпадут. Тогда при размерности массивов данных  $n$  и  $m = n/3$  получим

$$l_1 = \left( \sum_{i=1}^n l_{1i} \right) / m; \quad l_2 = \left( \sum_{i=1}^n l_{2i} \right) m;$$

$$\varphi_1 = \arctg \left( \sum_{i=1}^n y_{B_i} / \sum_{i=1}^n x_{B_i} \right).$$

Алгоритм синтеза шарнирного четырехзвенного механизма может быть описан операторной функцией

$$\text{SNTZR}(l_0(3), l_3, \varphi_1(3), \varphi_3(3); l_1, l_2), \quad (3.1)$$



где  $\varphi_1(3), \varphi_3(3)$  — массивы трех числовых значений углов, определяющих взаимные положения звеньев 1 и 3;  $l_0(3)$  — массив из трех одинаковых значений  $l_0$ , введенный для возможности использовать функцию при описании алгоритма синтеза кривошипно-ползунного механизма.

Рис. 5. Шарнирный четырехзвенный механизм

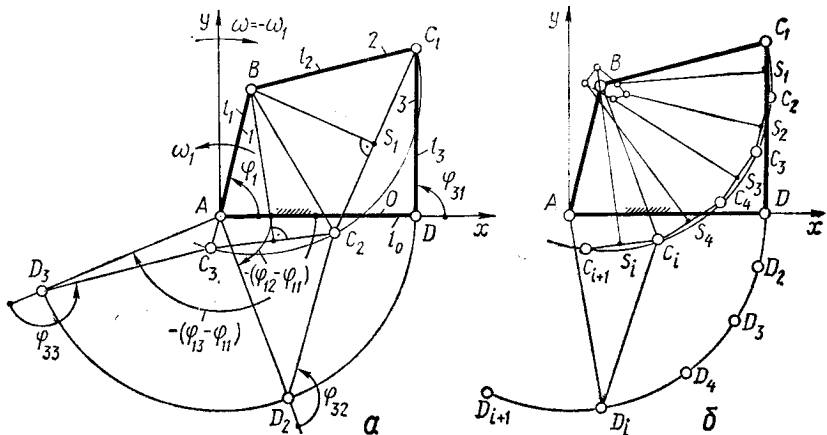


Рис. 6. Синтез шарнирного четырехзвенного механизма по трем положениям выходного звена

Программа III.1 реализует алгоритм, описываемый операторной функцией SNTZR. Программа оформлена в виде подпрограммы DSNTZR с указанием перечня формальных параметров. В комментарии к подпрограмме приведены правила обращения с ней. Так как формальными параметрами являются идентификаторы массивов LO, F11, F13, содержащих по три элемента, то в главной программе они должны быть описаны в операторе DIMENSION.

### III.1.

SUBROUTINE DSNTZR(LO, L3, F11, F13, AAA, L1, L2)

REAL LO, L3, L1, L2, LO1, K12, K23

DIMENSION LO(3), F11(3), F13(3), A(2,2), C(2), XC(3), YC(3)

С ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ ЗВЕНЬЕВ ШАРНИРНОГО И КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННОГО МЕХАНИЗМОВ ПО ТРЕМ ПОЛОЖЕНИЯМ ВХОДНОГО С И ВЫХОДНОГО ЗВЕНЬЕВ. ПРИ ОБРАЩЕНИИ К ПОДПРОГРАММЕ С ОПРЕДЕЛИТЬ:

С L3 — ЛИНЕЙНЫЙ РАЗМЕР ВЫХОДНОГО ЗВЕНА.

С F11(3) — УГЛОВЫЕ КООРДИНАТЫ ВХОДНОГО ЗВЕНА В ТРЕХ С ЗАДАННЫХ ПОЛОЖЕНИЯХ.

С F13(3) — УГЛОВЫЕ КООРДИНАТЫ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА ДЛЯ ЭТИХ С ПОЛОЖЕНИЙ.

С LO(3) — ЛИНЕЙНЫЕ КООРДИНАТЫ ШАРНИРА ВЫХОДНОГО ЗВЕНА С ДЛЯ ЭТИХ ПОЛОЖЕНИЙ.

С ПРИ СИНТЕЗЕ ШАРНИРНОГО МЕХАНИЗМА LO(3)

С ФОРМИРУЮТСЯ ТРЕМЯ ОДИНАКОВЫМИ ЗНАЧЕНИЯМИ, ПРИ

С СИНТЕЗЕ КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННОГО МЕХАНИЗМА ЭЛЕМЕНТАМ

С МАССИВА F13(3) ПРИСВАИВАЮТСЯ ТРИ ОДИНАКОВЫХ ЗНАЧЕНИЯ, С ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ НАПРАВЛЕНИЕ ПОВОДКА ПОЛЗУНА.

DO 5 K = 1, 3

F11 = F11(K)

F13 = F13(K)

LO1 = LO(K)

XC(K) = LO1 \* COS(F11(1) - F11(K)) + L3 \* COS(F13(K) + (F11(1) - F11(K)))

YC(K) = LO1 \* SIN(F11(1) - F11(K)) + L3 \* SIN(F13(K) + (F11(1) - F11(K)))

5 CONTINUE

XS1 = (XC(1) + XC(2))/2,0



```

YS1 = (YC(1) + YC(2))/2.Ø
XS2 = (XC(2) + XC(3))/2.Ø
YS2 = (YC(2) + YC(3))/2.Ø
K12 = -(XC(2) - XC(1))/(YC(2) - YC(1))
K23 = -(XC(3) - XC(2))/(YC(3) - YC(2))
A(1,1) = -K12
A(1,2) = 1.Ø
A(2,1) = -K23
A(2,2) = 1.Ø
C(1) = YS1 - K12 * XS1
C(2) = YS2 - K23 * XS2
CALL GELG(C, A, 2, 1, Ø.ØØØ1, IER)
L1 = SQRT(C(1) ** 2 + C(2) ** 2)
L2 = SQRT((XC(1) - C(1)) ** 2 + (YC(1) - C(2)) ** 2)
IF(AAA.NE.Ø)RETURN
WRITE(3,1)L3

```

```

1 FORMAT(1X, СИНТЕЗ МЕХАНИЗМА ШАРНИРНОГО/
*'ЧЕТЫРЕХЗВЕННИКА И КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННОГО'/
*'МЕХАНИЗМА ПО ТРЕМ ПОЛОЖЕНИЯМ ВХОДНОГО И ВЫХОДНОГО'/
*'ЗВЕНЬЕВ. '//ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:'//
*'L3 = 'F7.3/)
WRITE(3,2)
2 FORMAT(4X, 'LO', 5X, 'F11', 4X, 'F13')
WRITE(3,3)(LO(K), F11(K), F13(K), K = 1, 3)
3 FORMAT(1X, 3F7.3)
WRITE(3,4)L1, L2
4 FORMAT(1X, 'ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ: L1 = ', F7.3' L2 = ', F7.3)
RETURN
END

```

Характер движения выходного звена 3 может быть задан коэффициентом изменения его средней скорости  $k_{\omega 3} = \omega_{3x} / \omega_{3p}$  при известных угловых координатах  $\varphi_{31}$  и  $\varphi_{32}$  для крайних положений (рис. 7). Разность угловых координат  $\psi = \varphi_{32} - \varphi_{31}$  определяет размах колебаний звена 3 и коэффициент  $k_{\omega 3}$ . Остальные размеры определяются следующим образом

Точки  $C_1$  и  $C_2$  крайних положений коромысла определяют положения точек  $B_1$  и  $B_2$  на линиях  $AC_1$  и  $AC_2$  для соответствующих положений кривошипа 1. Обозначим через  $\beta$  угол между  $AC_1$  и  $AC_2$ . Тогда  $k_{\omega 3} = (\pi + \beta) / (\pi - \beta)$ , откуда

$$\beta = \pi (k_{\omega 3} - 1) / (k_{\omega 3} + 1).$$

Восставим из середины отрезка  $C_1C_2$  в точке  $S$  перпендикуляр, который пройдет через точку  $D$ . Относительно линии  $SD$  под углом

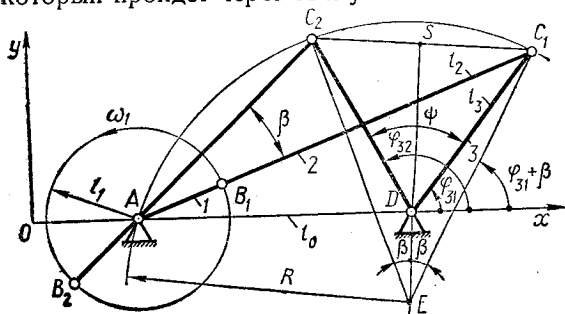


Рис. 7. Синтез шарнирно-четырёхзвенного механизма по крайним положениям ведомого звена и коэффициенту его средней скорости

Таблица 4. Синтез шарнирного четырехзвенника по двум положениям и  $k_{\omega_3}$

№ п/п	Формулы и операторные функции
1	$\beta = \pi (k_{\omega_3} - 1)/(k_{\omega_3} + 1)$
2	$x_{C_1} = x_D + l_3 \cos \varphi_{31}; \quad y_{C_1} = l_3 \sin \varphi_{31}$
3	$x_{C_2} = x_D + l_3 \cos \varphi_{32}; \quad y_{C_2} = l_3 \sin \varphi_{32}$
4	$k_{SD} = -(x_{C_2} - x_{C_1})/(y_{C_2} - y_{C_1})$
5	$k_{C_1E} = \operatorname{tg}(\varphi_{31} + \beta)$
6	$A(2, 2) = \begin{vmatrix} 1 & -k_{SD} \\ 1 & -k_{C_1E} \end{vmatrix}$
7	$C(2) = (-k_{SD}x_D, -k_{C_1E}x_{C_1} + y_{C_1})$
8	СИСТЕМА (2, A(2, 2), C(2)); $y_E, x_E$
9	$R = \sqrt{(x_E - x_{C_1})^2 + (y_E - y_{C_1})^2}$
10	$x_A = x_E + \operatorname{sign}(q) \sqrt{R^2 - y_E^2}$
11	$l_1 = 0,5 (\sqrt{(x_A - x_{C_1})^2 + (y_A - y_{C_1})^2} - \sqrt{(x_A - x_{C_2})^2 + (y_A - y_{C_2})^2})$
12	$l_2 = \sqrt{(x_A - x_{C_1})^2 + (y_A - y_{C_1})^2} - l_1$
13	$l_0 =  x_D - x_A $

SNTZ1 ( $k_{\omega_3}, \varphi_{31}, \varphi_{32}, l_3, x_D, q; l_1, l_2, l_0$ )

$\beta$  проведем через точки  $C_1$  и  $C_2$  прямые, которые пересекутся в точке  $E$ . Центр вращения  $A$  кривошипа  $I$  будет находиться на пересечении окружности радиуса  $R = EC_1$  с осью абсцисс, так как для окружности будет справедливо геометрическое соотношение  $\sphericalangle C_2AC_1 = \beta = 0,5 \sphericalangle C_2EC_1$ .

В табл. 4 приведен алгоритм синтеза механизма по значениям  $l_3, \varphi_{31}, \varphi_{32}, k_{\omega_3}$ . Положение центра вращения  $D$  звена 3 задается параметром  $X_D$ . Окружность радиуса  $R$  пересекает ось абсцисс в двух точках, что говорит о возможных двух вариантах сборки. Поставим в соответствии варианту сборки, при котором точка  $A$  будет в соответствии расположена между  $O$  и  $D$ , условие сборки  $q = -1$ , а другому варианту  $-q = 1$ . Алгоритм синтеза механизма по этому методу может быть обозначен операторной функцией

$$\text{SNTZ1}(k_{\omega_3}, \varphi_{31}, \varphi_{32}, l_3, x_D, q; l_1, l_2, l_0). \quad (3.2)$$

Программа III.2, оформленная в виде подпрограммы DSNTZ1, реализующей алгоритм операторной функции SNTZ1, приведена ниже.

III.2.

```
SUBROUTINE DSNTZ1 (KW3, FI31, FI32, L3, XD, Q, AAA, L1, L2, LO)
REAL KW3, L1, L2, L3, LO, KSD, KC1E
DIMENSION A(2, 2), C(2)
```

```

PI = 3.14159
BETA = PI * (KW3 - 1.)/(KW3 + 1.)
XC1 = XD + L3 * COS(FI31)
YC1 = L3 * SIN(FI31)
XC2 = XD + L3 * COS(FI32)
YC2 = L3 * SIN(FI32)
KSD = -(XC2 - XC1)/(YC2 - YC1)
KCIE = TAN(FI31 + BETA)
A(1.1) = 1.
A(1.2) = -KSD
A(2.1) = 1.
A(2.2) = -KCIE
C(1) = -KSD * XD
C(2) = -KCIE * XC1 + YC1
CALL GELG(C, A, 2, 1, 0.0001, IER)
YE = C(1)
XE = C(2)
R = SQRT((XE - XC1) ** 2 + (YE - YC1) ** 2)
XA = XE + SIGN(SQRT(R ** 2 - YE ** 2), Q)
L1 = 0.5 * (SQRT((XA - XC1) ** 2 + YC1 ** 2) - SQRT((XA - XC2) **
* 2 + YC2 ** 2))
L2 = SQRT((XA - XC1) ** 2 + YC1 ** 2) - L1
LO = ABS(XD - XA)
PRINT 5, XC1, YC1, XC2, YC2, KSD, KCIE, XE, YE, R, XA
5 FORMAT(1X, 10F11.4)
IF(AAA, NE, 0.0)RETURN
WRITE(3.1)KW3, FI31, FI32, L3, XD, Q, L1, L2, LO
FORMAT(1X 'СИНТЕЗ МЕХАНИЗМА ШАРНИРНОГО'/
* 'ЧЕТЫРЕХЗВЕННИКА ПО ДВУМ ПОЛОЖЕНИЯМ и KW3.'/
* 'ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ:.'/
* 'KW3 = ',F5.3,' FI31 = ',F7.4,' FI32 = ',F7.4,' L3 = ',F6.3.
* 'XD = ',F7.3,' Q = ',F3.0//1X.' ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ:.'/
* 'L1 = ',F7.3,' L2 = ',F7.3,' LO = ',F7.3)
RETURN
END

```

К параметрам синтеза рассматриваемого механизма может быть отнесен и допустимый угол передачи движения  $\gamma$  между звеньями 2 и 3 (рис. 8). В этом случае задается угловая координата  $\varphi_3$  только для одного положения выходного звена 3. Другое положение звена 3 можно получить, определив угол  $\psi$  с учетом минимального  $\gamma_{\min}$  и максимального  $\gamma_{\max}$  допустимых значений угла  $\gamma$ . Угол  $\gamma$  связан с углом  $\varphi_1$  поворота кривошипа зависимостью, получаемой из рассмотрения  $\triangle ABD$  и  $\triangle BCD$ :  $BD^2 = l_1^2 + l_0^2 - 2l_1l_0 \cos \varphi_1 = l_2^2 + l_3^2 - 2l_2l_3 \cos \gamma$ . Из  $\triangle AC_2C_1$  схемы механизма при допустимых углах передачи движения  $\gamma_{\min}$  и  $\gamma_{\max}$  для крайних положений коро-

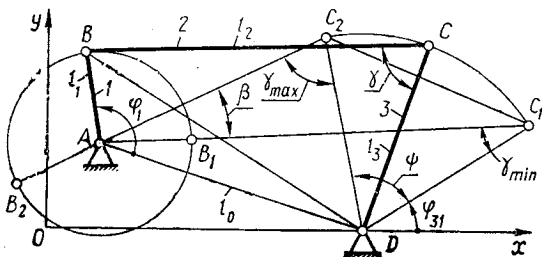


Рис. 8. Учет угла передачи движения при синтезе шарнирного четырехзвенового механизма

Таблица 5. Синтез шарнирного четырехзвенника по углу передачи движения

№ п/п	Формулы и операторные функции
1	$\beta = \pi (k_{\omega_3} - 1)/(k_{\omega_3} + 1)$
2	$\psi = \beta + \gamma_{\max} - \gamma_{\min}$
3	$x_{C_1} = x_D + l_3 \cos \varphi_3; y_{C_1} = l_3 \sin \varphi_3$
4	$x_{C_2} = x_D + l_3 \cos (\varphi_3 + \psi); y_{C_2} = l_3 \sin (\varphi_3 + \psi)$
5	$k_{C_1A} = \text{tg} (\varphi_3 - \gamma_{\min})$
6	$k_{C_2A} = \text{tg} (\varphi_3 + \psi - \gamma_{\max})$
7	$A(2, 2) = \begin{vmatrix} -k_{C_1A} & 1 \\ -k_{C_2A} & 1 \end{vmatrix}$
8	$C(2) = (y_{C_1} - k_{C_1A}x_{C_1}, y_{C_2} - k_{C_2A}x_{C_2})$
9	СИСТЕМА (2, A(2, 2), C(2)); $y_A, x_A$
10	$l_1 = 0,5 (\sqrt{(x_{C_1} - x_A)^2 + (y_{C_1} - y_A)^2} - \sqrt{(x_{C_2} - x_A)^2 + (y_{C_2} - y_A)^2})$
11	$l_2 = \sqrt{(x_{C_1} - x_A)^2 + (y_{C_1} - y_A)^2} - l_1$
12	$l_0 = \sqrt{(x_D - x_A)^2 + y_A^2}$

SNTZ2 ( $k_{\omega_3}, \varphi_3, l_3, x_D, \gamma_{\min}, \gamma_{\max}; l_1, l_2, l_0$ )

мысла получим  $\angle C_2C_1A = (\pi - \psi)/2 - \gamma_{\min}$ ;  $\angle AC_2C_1 = \gamma_{\max} + (\pi - \psi)/2$ ;  $\beta = \pi - \angle C_2C_1A - \angle AC_2C_1 = \pi - \pi + \psi + \gamma_{\min} - \gamma_{\max} = \psi + \gamma_{\min} - \gamma_{\max}$ ;  $\psi = \beta + \gamma_{\max} - \gamma_{\min}$ . Положение центров вращательной пары  $A$  кривошипа и стойки будем искать на пересечении прямых  $C_1A$  и  $C_2A$ . В табл. 5 приведен алгоритм синтеза механизма шарнирного четырехзвенника по параметрам  $k_{\omega_3}, \varphi_3, \gamma_{\min}, \gamma_{\max}, l_3, x_D$  и описание операторной функции SNTZ2. Ось абсцисс координатной системы  $xOy$  проходит через центр кинематической пары  $D$ . Ниже приведена реализация этого алгоритма подпрограммой DSNTZ2.

### III.3.

```

SUBROUTINE DSNTZ2(KW3, FI3, L3, XD, GMIN, GMAX, AAA, L1, L2, LO)
REAL KW3, L3, L1, L2, LO, KC1A, KC2A
DIMENSION A(2,2), C(2)
PI = 3.14159
BETA = PI * (KW3 - 1)/(KW3 + 1.)
PSI = BETA + GMAX - GMIN
XC1 = XD + L3 * COS(FI3)
YC1 = L3 * SIN(FI3)
XC2 = XD + L3 * COS(FI3 + PSI)

```

```

YC2 = L3 * SIN(FI3 + PSI)
KC1A + TAN(FI3 - GMIN)
KC2A = TAN(FI3 + PSI - GMAX)
A(1,1) = -KC1A
A(1,2) = 1.
A(2,1) = -KC2A
A(2,2) = 1.
C(1) = YC1 - KC1A * XC1
C(2) = YC2 - KC2A * XC2
CALL GELG(C, A, 2, 1, 0.0001, IER)
XA = C(1)
YA = C(2)
L1 = 0.5 * (SQRT((XC1 - XA) ** 2 + (YC1 - YA) ** 2) - SQRT((XC2 -
*XA) ** 2 + (YC2 - YA) ** 2))
L2 = SQRT((XC1 - XA) ** 2 + (YC1 - YA) ** 2) - L1
LO = SQRT((XD - XA) ** 2 + YA ** 2)
IF(AAA, NE, 0.0)RETURN
WRITE(3,1)
1 FORMAT(1X,'СИНТЕЗ ШАРНИРНОГО ЧЕТЫРЕХЗВЕННИКА ПО'/
*'УГЛУ ПЕРЕДАЧИ ДВИЖЕНИЯ И КОЭФФИЦИЕНТУ ИЗМЕНЕНИЯ'/
*'СКОРОСТИ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА'//)
WRITE(3,2)KW3, FI3, L3, XD, GMIN, GMAX, L1, L2, LO, XA, YA
2 FORMAT(1X,'ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ СИНТЕЗА:'/
*' KW3 = ',F6.4,' FI3 = ',F6.4,' L3 = ',F7.4,' XD = ',F7.4,
*' GMIN = ',F6.4,' GMAX = ',F6.4/
*' 1X, 'ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ СИНТЕЗА:'/
*' L1 = ',F7.4,' L2 = ',F7.4,' LO = ',F7.4,' XA = ',F7.4,' Y
*'F7.4//)
RETURN
END

```

Размеры шарнирного четырехзвенного механизма можно определять по положениям шатуна. Рассмотрим синтез механизма по двум положениям звена 2, заданным координатами точек  $B$  и  $C$  на плоскости, углу поворота кривошипа  $\varphi_1$ , соответствующего этим положениям. Для описания кинематики шатуна 2 зададим направляющий угол  $\alpha_C$ , вектора скорости  $\vec{v}_C$ , центра  $C_1$  вращательной пары, образованный с коромыслом 3 (рис. 9). Положение центра  $A$  вращательной пары кривошип — стойка определяется пересечением прямых  $B_1A$  и  $S_1A$ , а центра  $D$  пары коромысло — стойка пересечением прямых  $C_1D$  и  $S_2D$  (точки  $S_1$  и  $S_2$  — середины отрезков  $B_1B_2$  и  $C_1C_2$ ).

В табл. 6 приведен алгоритм синтеза механизма по двум положениям шатуна и описание операторной функции SNTZ3. Ниже приведена подпрограмма DSNTZ3 реализации алгоритма синтеза механизма по двум положениям шатуна.

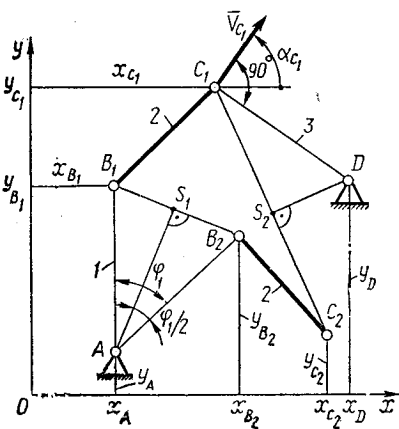


Рис. 9. Синтез шарнирного четырехзвенного механизма по двум положениям шатуна

Таблица 6. Синтез шарнирного четырехзвенника по двум положениям шатуна

№ п/п	Формулы и операторные функции
1	UGL2 ( $x_{B_1}, y_{B_1}, x_{B_2}, y_{B_2}; \varphi_{B_1B_2}$ )
2	UGL2 ( $x_{C_1}, y_{C_1}, x_{C_2}, y_{C_2}; \varphi_{C_1C_2}$ )
3	$k_{S_1A} = -1/\operatorname{tg} \varphi_{B_1B_2}; k_{S_2D} = -1/\operatorname{tg} \varphi_{C_1C_2}$
4	$k_{B_1A} = \operatorname{tg} (\varphi_{B_1B_2} - \pi/2 + \varphi_1/2)$
5	$k_{C_1D} = -1/\operatorname{tg} \alpha_{C_1}$
6	$x_{S_1} = 0,5 (x_{B_1} + x_{B_2}); y_{S_1} = 0,5 (y_{B_1} + y_{B_2})$
7	$x_{S_2} = 0,5 (x_{C_1} + x_{C_2}); y_{S_2} = 0,5 (y_{C_1} + y_{C_2})$
8	$A_1(2, 2) = \begin{vmatrix} -k_{B_1A} & 1 \\ -k_{S_1A} & 1 \end{vmatrix}$
9	$C_1(2) = (y_{B_1}, -k_{B_1A}x_{B_1}, y_{S_1}, -k_{S_1A}x_{S_1})$
10	$A_2(2, 2) = \begin{vmatrix} -k_{C_1D} & 1 \\ -k_{S_2D} & 1 \end{vmatrix}$
11	$C_2(2) = (y_{C_1}, -k_{C_1D}x_{C_1}, y_{S_2}, -k_{S_2D}x_{S_2})$
12	SISTEMA (2, $A_1(2, 2)$ , $C_1(2)$ ; $x_A, y_A$ )
13	SISTEMA (2, $A_2(2, 2)$ , $C_2(2)$ ; $x_D, y_D$ )
14	$l_1 = \sqrt{(x_A - x_{B_1})^2 + (y_A - y_{B_1})^2}$
15	$l_3 = \sqrt{(x_C - x_D)^2 + (y_{C_1} - y_D)^2}$
16	$l_0 = \sqrt{(x_D - x_A)^2 + (y_D - y_A)^2}$

SNTZ3 ( $x_{B_1}, y_{B_1}, x_{B_2}, y_{B_2}, \varphi_1, \alpha_{C_1}; l_1, l_3, l_0$ )

#### III.4.

```

SUBROUTINE DSNTZ3(XB1, YB1, XB2, YB2, XC1, YC1, XC2, YC2, F11,
*ALC1, AAA, L1, L2, LO)
REAL L1, L2, LO, KS1A, KS2E, KC1D
PI = 3.14159
DIMENSION A1(2, 2), C1(2), A2(2, 2), C2(2)
FIB1B2 = DUGL2(XB1, YB1, XB2, YB2)
FIC1C2 = DUGL2(XC1, YC1, XC2, YC2)
KS1A = -1./TAN(FIB1B2)
KS2D = -1./TAN(FIC1C2)
KB1A = TAN(FIB1B2 - PI/2. + F11/2.)
KC1D = -1./TAN(ALC1)
XS1 = 0.5 * (XB1 + XB2)
YS1 = 0.5 * (YB1 + YB2)
XS2 = 0.5 * (XC1 + XC2)
YS2 = 0.5 * (YC1 + YC2)
A1(1, 1) = -KB1A
    
```

```

A1(1, 2) = 1.
A1(2, 1) = -KS1A
A1(2, 2) = 1.
C1(1) = YB1 - KB1A * XB1
C1(2) = YS1 - KS1A * XS1
CALL GELG(C1, A1, 2, 1, 0.0001, IER)
A2(1, 1) = -KC1D
A2(1, 2) = 1.
A2(2, 1) = -KS2D
A2(2, 2) = 1.
C2(1) = YC1 - KC1D * XC1
C2(2) = YS2 - KS2D * XS2
CALL GELG(C2, A2, 1, 0.0001, IER)
L1 = SQRT((C1(1) - XB1) ** 2 + (C1(2) - YB1) ** 2)
L3 = SQRT((XC1 - C2(1)) ** 2 + (YC1 - C2(2)) ** 2)
LO = SQRT((C2(1) - C1(1)) ** 2 + (C2(2) - C1(2)) ** 2)
IF(AAA, NE, 0)RETURN
WRITE(3, 1)XB1, YB1, XB2, YB2, F11, ALC1, L1, L3, LO
1 FORMAT(1X, 'СИНТЕЗ МЕХАНИЗМА ШАРНИРНОГО'/
*'ЧЕТЫРЕХЗВЕННИКА ПО//ДВУМ ПОЛОЖЕНИЯМ ШАТУНА. '//
1X, *'ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ: '//
*'XB1 = ',F7.3,' YB1 = ',F7.3,' XB2 = ',F7.3,' YB2 = ',F7.3,
*' F11 = ',F7.3,' ALC1 = ',F7.3//1X, 'ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ: '//
*'L1 = ',F7.3,' L3 = ',F7.3,' LO = ',F7.3//)
RETURN
END

```

Приведенные подпрограммы, реализующие алгоритмы синтеза шарнирного четырехзвенного механизма, могут быть использованы в любой главной программе для определения размеров его звеньев. При этом информация может быть выдана на печатающее устройство, если при обращении к подпрограмме переменной AAA присвоено нулевое значение, т. е. AAA = 0. Если значение AAA отлично от нуля, информация не выводится. Программа III.5 — пример главной программы, в которой использованы указанные подпрограммы. На рис. 10 приведены результаты расчета для этого примера.

### III.5.

С ПРИМЕР ГЛАВНОЙ ПРОГРАММЫ, ИСПОЛЬЗУЮЩЕЙ РАЗНЫЕ ПОДСПРОГРАММЫ СИНТЕЗА ШАРНИРНОГО ЧЕТЫРЕХЗВЕННОГО МЕХАНИЗМА.

```

DIMENSION F11(3), F13(3), AD(3)
DATA CD/0.6/, F11/0.349, 1.047, 1.745/, F13/0.524, 1.57, 2.793/, AD/0.9,
*0.9, 0.9/
PI = 3.14159
CALL DSNTZR(AD, CD, F11, F13, 0.0, AB, BD)
CALL DSNTZ1(1.5, PI/6., (PI/6.) * 5., 0.5, 0.75, -1., 0.0, L1, L2, LO)
CALL DSNTZ2(1.5, PI/6., 0.5, 0.75, PI/18., PI/3., 0.0, L1, L2, LO)
CALL DSNTZ3(0.2, 0.4, 0.6, 0.5, 0.8, 0.85, 1.343, 0.6, PI/3, PI/9., 0.0,
*L1, L2, LO)

```

С ПРИМЕР СИНТЕЗА КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННОГО МЕХАНИЗМА.

```

READ(1, 1)CD, F11, F13, AD
1 FORMAT(F6.3, 9F7.4)
CALL DSNTZR(AD, CD, F11, F13, 0.0, AB, BD)
STOP
END

```

**СИНТЕЗ МЕХАНИЗМА ШАРНИРНОГО ЧЕТЫРЕХЗВЕННИКА  
И КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННОГО МЕХАНИЗМА ПО ТРЕМ ПОЛОЖЕНИЯМ  
ВХОДНОГО И ВЫХОДНОГО ЗВЕНЬЕВ.**

**ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:**

$$L3 = \varnothing.600$$

L0	F11	F13
$\varnothing.900$	$\varnothing.349$	$\varnothing.524$
$\varnothing.900$	1.047	1.570
$\varnothing.900$	1.745	2.793

**ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ:**  $L1 = \varnothing.868$   $L2 = 1.048$   
**СИНТЕЗ МЕХАНИЗМА ШАРНИРНОГО ЧЕТЫРЕХЗВЕННИКА  
ПО ДВУМ ПОЛОЖЕНИЯМ И КВЗ.**

**ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ:**

$$KW3 = 1.500 \quad F131 = \varnothing.5236 \quad F132 = 2.6180 \quad L3 = \varnothing.500$$

$$XD = \varnothing.750 \quad Q = -1.$$

**ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ:**

$$L1 = \varnothing.411 \quad L2 = \varnothing.904 \quad L0 = \varnothing.858$$

**СИНТЕЗ ШАРНИРНОГО ЧЕТЫРЕХЗВЕННИКА ПО УГЛУ ПЕРЕДАЧИ  
ДВИЖЕНИЯ И КОЭФФИЦИЕНТУ ИЗМЕНЕНИЯ СКОРОСТИ ВЫХОДНОГО  
ЗВЕНА**

**ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ СИНТЕЗА:**

$$KW3 = 1.5000 \quad F13 = \varnothing.5236 \quad L3 = \varnothing.5000 \quad XD = \varnothing.7500$$

$$GMIN = \varnothing.1745 \quad GMAX = 1.0472$$

**ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ СИНТЕЗА:**

$$L1 = \varnothing.2057 \quad L2 = \varnothing.9039 \quad L0 = \varnothing.6233 \quad XA = \varnothing.1403$$

$$YA = -\varnothing.1295$$

**СИНТЕЗ МЕХАНИЗМА ШАРНИРНОГО ЧЕТЫРЕХЗВЕННИКА ПО  
ДВУМ ПОЛОЖЕНИЯМ ШАТУНА.**

**ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ:**

$$XB1 = \varnothing.200 \quad YB1 = \varnothing.400 \quad XB2 = \varnothing.600 \quad YB2 = \varnothing.500$$

$$F11 = 1.047 \quad ALC1 = \varnothing.349$$

**ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ:**

$$L1 = \varnothing.401 \quad L3 = \varnothing.0 \quad L0 = \varnothing.574$$

**СИНТЕЗ МЕХАНИЗМА ШАРНИРНОГО ЧЕТЫРЕХЗВЕННИКА  
И КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННОГО МЕХАНИЗМА ПО ТРЕМ ПОЛОЖЕНИЯМ  
ВХОДНОГО И ВЫХОДНОГО ЗВЕНЬЕВ.**

**ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:**

$$L3 = \varnothing.150$$

L0	F11	F13
$\varnothing.950$	$\varnothing.349$	1.570
$\varnothing.825$	1.047	1.570
$\varnothing.525$	1.745	1.570

**ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ:**  $L1 = \varnothing.399$   $L2 = \varnothing.564$

Рис. 10. Примеры реализаций подпрограмм синтеза шарнирного четырехзвенного механизма программой III.5



### 3.2. Кривошипно-ползунный механизм

Точный синтез кривошипно-ползунного механизма может быть осуществлен по заданным положениям входного и выходного звеньев. Если заданными являются координаты ползуна, например три координаты точки  $C$  (рис. 11, а)  $x_{C_1}, x_{C_2}, x_{C_3}$ , соответствующие положениям ведущего звена  $I$  при повороте его от исходного  $\varphi_1$  на углы  $(\varphi_{12} - \varphi_{11})$  и  $(\varphi_{13} - \varphi_{11})$ , величина  $l_3$  и эксцентриситет  $e$  как входные параметры синтеза, то выходными параметрами синтеза будут  $l_1$  и  $l_2$ .

Применим к механизму принцип обращения движения, вращая плоскость, в которой он работает, в сторону, противоположную скорости  $\omega_1$  кривошипа (б). Тогда звено  $I$  станет неподвижным, а звенья  $2$  и  $O$  будут вращаться вокруг точек  $B$  и  $A$  соответственно.

Траекторией движения точки  $C$  будет окружность с центром  $B$ ; линия, проходящая через центр шарнира  $C$  и отстоящая от оси

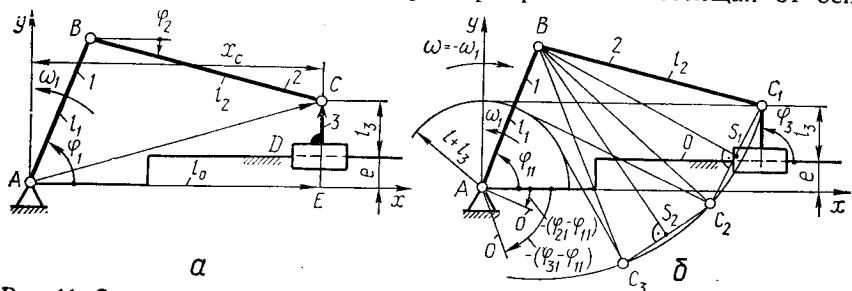


Рис. 11. Синтез кривошипно-ползунного механизма по трем положениям ползуна

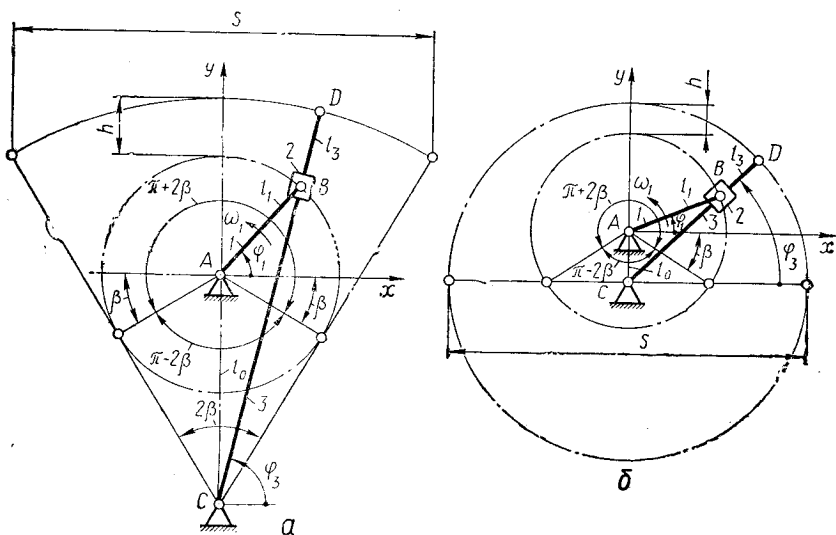


Рис. 12. Кривошипно-кулисный механизм

абсцисс на  $(e + l_3)$ , будет касаться окружности радиуса  $(e + l_3)$  с центром в  $A$ . Из схемы механизма очевидно, что  $\overline{AC} = \overline{AE} + \overline{EC}$ , тогда для любого положения кривошипа  $AB$ , определяемого углом  $\varphi_{1i}$  при  $i = 1, 2, 3$ , получим  $x_{C_i}$  и  $y_{C_i}$  реализацией векторного условия.

Координаты точки  $B$  ( $b$ ), как и в случае синтеза шарнирного четырехзвенного механизма, будем отыскивать как точку пересечения прямых, проведенных через середины  $S_1$  и  $S_2$  отрезков  $C_1C_2$  и  $C_2C_3$  перпендикулярно к отрезкам.

Структура алгоритмов синтеза кривошипно-ползунного и шарнирного четырехзвенного механизмов аналогична, только в первом случае  $\varphi_{3i}$  имеет постоянные значения, а  $l_{0i}$  — переменные, а во втором — наоборот. Поэтому операторная функция SNTZR, приведенная в табл. 3.1, может быть использована для описания рассматриваемого алгоритма, а подпрограмма DSNTZR (III.1) — для его реализации на ЭВМ.

В программе III.5 комментарием выделен пример синтеза кривошипно-ползунного механизма, а на рис. 10 приведены результаты расчета.

### 3.3. Кривошипно-кулисный механизм

При синтезе кулисных механизмов (рис. 12) входными параметрами обычно являются коэффициент  $k_{\omega_3} = \omega_{3x}/\omega_{3p}$ , ход ведомого звена  $S$ , запас хода кулисы  $h$  и условие сборки  $q$ . Определение размеров  $l_1$ ,  $l_0$  и  $l_3$  сводится к использованию последовательности зависимостей, реализующих элементарные геометрические соотношения.

На рис. 13 приведена блок-схема алгоритма определения размеров кулисного механизма. Здесь признаком механизма с вращающейся кулисой является равенство нулю условия сборки  $q$ . Подпрограмма DSNTZK (III.6) реализует операторную функцию

$$\text{SNTZK}(k_{\omega_3}, S, h, q; l_1, l_0, l_3). \quad (3.3)$$

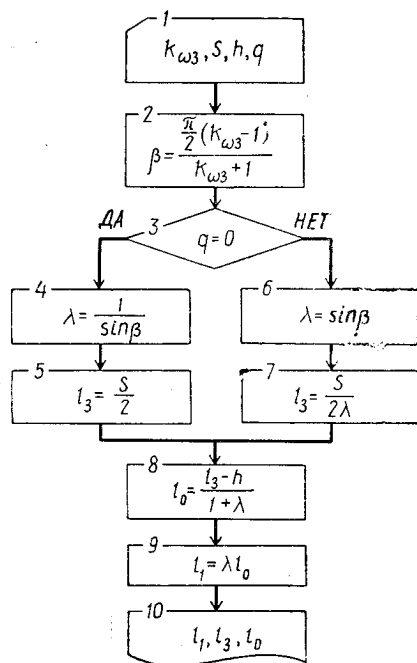


Рис. 13. Схема алгоритма синтеза размеров кулисного механизма

### III.6.

```
SUBROUTINE DSNTZK(KW3, S, H, Q, AAA, L1, LO, L3)
PI = 3.14159
REAL KW3, L1, LO, L3, LYAMDA
С ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ ЗВЕНЬЕВ КУЛИСНОГО МЕХАНИЗМА.
С ПРИ ОБРАЩЕНИИ К ПОДПРОГРАММЕ ОПРЕДЕЛИТЬ:
С KW3 — КОЭФФИЦИЕНТ ИЗМЕНЕНИЯ СРЕДНЕЙ СКОРОСТИ КУЛИСЫ.
С S — ХОД КУЛИСЫ,
С H — ЗАПАС ХОДА ПОЛЗУНА,
С Q =  $\theta$ . $\theta$  — ПРИЗНАК ВРАЩАЮЩЕЙСЯ КУЛИСЫ,
С РЕЗУЛЬТАТ: L1 — ДЛИНА КРИВОШИПА,
С LO — МЕЖЦЕНТРОВОЕ РАССТОЯНИЕ, L3 — ДЛИНА КУЛИСЫ.
BETA = PI/2. $\theta$  * ((KW3 - 1.)/(KW3 + 1.))
IF(Q, EQ,  $\theta$ . $\theta$ )GO TO 1
LYAMDA = SIN(BETA)
L3 = S/(2. $\theta$  * LYAMDA)
GO TO 2
1 LYAMDA = 1./SIN(BETA)
L3 = S/2.
2 LO = (L3 - H)/(1 + LYAMDA)
L1 = LYAMDA * LO
IF(AAA.NE. $\theta$ . $\theta$ )RETURN
WRITE(3, 3)L1, LO, L3
3 FORMAT(1X, 'ДЛИНА КРИВОШИПА L1 = ', F6.4,
* 'МЕЖЦЕНТРОВОЕ РАССТОЯНИЕ LO = ', F6.4,
* 'ДЛИНА КУЛИСЫ L3 = ', F6.4)
RETURN
END
```

## Глава 4. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ С НИЗШИМИ КИНЕМАТИЧЕСКИМИ ПАРАМИ

### 4.1. Основные задачи анализа

Цель решения задач анализа — проверка соответствия спроектированного механизма требуемым свойствам. Задача анализа заключается в определении кинематических характеристик движения механизма, геометрические размеры которого определены. В зависимости от цели исследования могут определяться положения и перемещения звеньев в координатной системе, траектории, скорости и ускорения их точек. Задача кинематического исследования может решаться для получения значений характеристик при конкретных положениях звеньев механизма, но может иметь целью и получение законов изменения кинематических параметров в функции времени или обобщенной координаты.

Кинематические характеристики механизмов необходимы не только для оценки качества синтеза механизма, но и для решения задач, связанных с прочностным расчетом и конструированием его звеньев, оценкой динамических свойств механизма. Например, для проведения силового расчета механизма необходимо определить силы инерции и сопротивлений движению звеньев, для чего должны быть известны их скорости и ускорения. Для вписывания меха-

низма в конструкцию машинного агрегата необходимо знать траекторию движения его звеньев и их положения, определяющие габаритные размеры механизма. Для многих механизмов траектории движения звеньев определяют форму корпусных деталей, являющихся наиболее материалоемкими в машинах (картеры двигателей внутреннего сгорания, корпуса насосов и турбин, головки элеваторов и т. п.).

В учебнике [1] рассмотрен теоретический аппарат, используемый при кинематическом анализе механизмов. В зависимости от постановки задачи для структурных групп звеньев могут определяться все параметры, определяющие законы их движения, или только некоторых из них. Это налагает определенные требования на структуру базовых алгоритмов кинематического анализа.

#### 4.2. Определение линейных и угловых перемещений звеньев структурных групп второго класса

Для определения законов движения звеньев механизма необходимо определять их положения на координатной плоскости для любого положения входного звена. Если закон движения входного звена задан в виде закона изменения обобщенной координаты, то, определяя для последовательности ее значений линейные или угловые координаты звеньев, получим массивы чисел, соответствующих значениям функций положений звеньев. Рассмотрим операторные функции для нахождения линейных и угловых координат звеньев структурных групп.

При кинематическом анализе структурной группы первого вида известны координаты  $x_A, y_A, x_C, y_C$  центров шарниров  $A$  и  $C$  вращательных кинематических пар, которые звенья 2 и 3 образуют со

Таблица 7. Определение координат звеньев группы первого вида

№ п/п	Формулы и операторные функции
1	$l_{AC} = \sqrt{(x_A - x_C)^2 + (y_A - y_C)^2}$
2	$\varphi_{AC} = \arctg((y_C - y_A)/(x_C - x_A))$
3	$\sphericalangle BAC = \arccos((l_A^2 + l_{AC}^2 - l_3^2)/2l_2l_{AC})$
4	$\sphericalangle BCA = \arccos((l_3^2 + l_{AC}^2 - l_A^2)/2l_3l_{AC})$
5	$\varphi_2 = \varphi_{AC} - q \sphericalangle BAC$
6	$\varphi_3 = \varphi_{AC} + q (\sphericalangle BCA - \pi)$
7	$x_B = x_A + l_2 \cos \varphi_2$
8	$y_B = y_A + l_2 \sin \varphi_2$

PRMi ( $x_A, y_A, x_C, y_C, l_2, l_3, q; \varphi_2, \varphi_3, x_B, y_B$ )

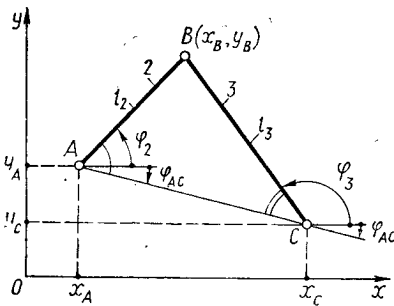


Рис. 14. Линейные и угловые координаты звеньев группы первого вида

звеньями кинематической цепи механизма (рис. 14). При изменении координат присоединительных точек будут изменяться углы  $\varphi_2$  и  $\varphi_3$  звеньев и координаты  $x_B$  и  $y_B$  центра шарнира внутренней кинематической пары  $B$ . Алгоритм их определения представлен в табл. 7. Здесь  $q$  — условие сборки звеньев

структурной группы. При расположении кинематических пар  $A, B, C$  по часовой стрелке  $q = -1$ , в обратном порядке —  $q = 1$ . Алгоритм может быть обозначен операторной функцией PRM1, приведенной в таблице. Программа IV.1, реализующая операторную функцию PRM1, оформлена в виде подпрограммы DPRM1.

IV.1.

```
SUBROUTINE DPRM1(XA, YA, XC, YC, RZ2, RZ3, P, AAA, FI2, FI3, XB, YB)
COMMON/PRMTR/PI, PID2
```

С ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЛИНЕЙНЫХ И УГЛОВЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ  
 С ЗВЕНЬЕВ ГРУППЫ 1-ГО ВИДА.  
 С XA, YA, XC, YC — КООРДИНАТЫ ТОЧЕК ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫХ  
 С ЭЛЕМЕНТОВ.  
 С RZ2, RZ3 — РАЗМЕРЫ ЗВЕНЬЕВ, P — УСЛОВИЕ СБОРКИ.

```
CALL DVKT(XA, YA, XC, YC, RZAC, FIAC)
FIAC = DUGOL(FIAC)
UGBAC = ARCOS((RZ2 ** 2 + RZAC ** 2 - RZ3 ** 2)/(2.0 * RZ2 *
* RZAC))
UGBCA = ARCOS((RZ3 ** 2 + RZAC ** 2 - RZ2 ** 2)/(2.0 * RZ3 *
* RZAC))
FI2 = DUGOL(FIAC - P * UGBAC)
FI3 = DUGOL(FIAC + P * UGBCA - P * PI)
XB = XA + RZ2 * COS(FI2)
YB = YA + RZ2 * SIN(FI2)
RETURN
END
```

При кинематическом анализе структурной группы второго вида (рис. 15) известны координаты  $x_A$  и  $y_A$  центра шарнира присоединительной вращательной кинематической пары  $A$  и задано положение направляющей 4 координатами  $x_K$  и  $y_K$  точки  $K$ , лежащей на ее оси, и углом  $\varphi_4$ . Направляющий угол  $\varphi_2$  звена 2 может быть найден через проекцию  $B'$  точки  $B$  на линию  $AO'$ , перпендикулярную к оси направляющей. Координаты точки  $O'$  можно определить

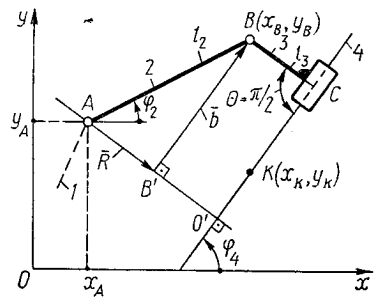


Рис. 15. Линейные и угловые координаты звеньев группы второго вида

Таблица 8. Определение координат звеньев группы второго вида

№ п/п	Формулы и операторные функции
1	$k_1 = \operatorname{tg} \varphi_4; \quad k_2 = -1/k_1$
2	$x_{O'} = ((x_A + k_1^2 x_K) - k_1 (y_K - y_A)) / (k_1^2 + 1)$
3	$y_{O'} = ((y_K + k_1^2 y_A) - k_1 (x_K - x_A)) / (k_1^2 + 1)$
4	$R = \sqrt{(x_A - x_{O'})^2 + (y_A - y_{O'})^2} - l_3 \sin \theta$
5	UGL2 ( $x_A, y_A, x_{O'}, y_{O'}; \varphi_R$ )
6	$b = \sqrt{l_2^2 - R^2}$
7	$l_x = R \cos \varphi_R + b \cos \varphi_4$
8	$l_y = R \sin \varphi_R + b \sin \varphi_4$
9	UGL5 ( $l_x, l_y; \varphi_2$ )
10	$x_B = x_A + l_2 \cos \varphi_2$
11	$y_B = y_A + l_2 \sin \varphi_2$

PRM2 ( $x_A, y_A, x_K, y_K, \varphi_4, l_2, l_3, \theta; \varphi_2, x_B, y_B$ )

совместным решением уравнений прямых, проходящих через точки  $K$  и  $A$  и имеющих соответственно угловые коэффициенты  $k_1 = \operatorname{tg} \varphi_4$  и  $k_2 = -1/k_1$ . Алгоритм определения  $\varphi_2, x_B, y_B$  приведен в табл. 8. Он обозначается операторной функцией PRM2, программа IV.2 реализация которой оформлена в виде подпрограммы DPRM2.

#### IV.2.

```

SUBROUTINE DPRM2(XA, YA, XK, YK, FIM, RZ2, RZ3, T, AAA, XB,
*YB, FI2)
COMMON/PRMTR/PI, PID2
С ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЛИНЕЙНЫХ И УГЛОВЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ЗВЕНЬЕВ
С ГРУППЫ 2-ГО ВИДА.
С XA, YA, XK, YK, FIM — КООРДИНАТЫ ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫХ
С ЭЛЕМЕНТОВ ЗВЕНЬЕВ.
С RZ2, RZ3, T — ЛИНЕЙНЫЕ И УГЛОВЫЕ РАЗМЕРЫ ЗВЕНЬЕВ.
С FIM ВЫБИРАЕТСЯ ПО АВ ОТ А К В.
UK1 = TAN(FIM)
XO1 = ((XA + UK1 ** 2 * XK) - UK1 * (YK - YA)) / (UK1 ** 2 + 1.0)
YO1 = ((YK + UK1 ** 2 * YA) - UK1 * (XK - XA)) / (UK1 ** 2 + 1.0)
R = SQRT((XA - XO1) ** 2 + (YA - YO1) ** 2) - RZ3 * SIN(T)
FIR = DUGL2(XA, YA, XO1, YO1)
B = SQRT(RZ2 ** 2 - R ** 2)
X = R * COS(FIR) + B * COS(FIM)
Y = R * SIN(FIR) + B * SIN(FIM)
FI2 = DUGL5(X, Y)
XB = XA + RZ2 * COS(FI2)
YB = YA + RZ2 * SIN(FI2)
RETURN
END

```

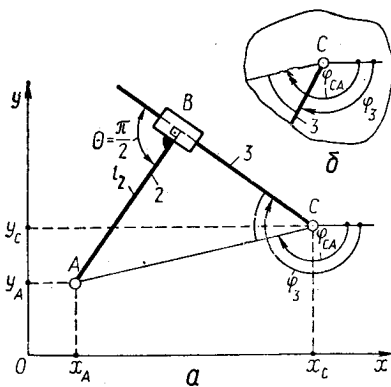


Рис. 16. Линейные и угловые координаты звеньев группы третьего вида

При кинематическом исследовании звеньев структурной группы третьего вида (рис. 16) известны координаты  $x_A, y_A, x_C, y_C$  центров шарниров присоединительных пар  $A$  и  $C$  и линейный размер  $l_2$  звена 2. Следует иметь в виду, что, если не учитывать конструктивные формы звена 2, можно за  $l_2$  принимать длину перпендикуляра, проведенного из точки  $A$  к оси направляющей звена 3. При изменении координат присоединительных точек будет измениться направляющий угол  $\varphi_3$  звена 3. Его можно определить суммированием углов  $\varphi_{CA}$  и  $\sphericalangle BCA$ .

$\sphericalangle BCA$  принимается в зависимости от условия сборки. При  $q = -1$  (а)  $\varphi_3 = \varphi_{CA} - \sphericalangle BCA$ , а при  $q = +1$  (б)  $\varphi_3 = \varphi_{CA} + \sphericalangle BCA$ . В табл. 9 приведен алгоритм определения угла  $\varphi_3$ , обозначенный операторной функцией PRM3, реализуемой подпрограммой DPRM3.

Таблица 9. Определение угловых координат звеньев группы третьего вида

№ п/п	Формулы и операторные функции
1	$l_{AC} = \sqrt{(x_A - x_C)^2 + (y_A - y_C)^2}$
2	UGL2 ( $x_C, y_C, x_A, y_A; \varphi_{CA}$ )
3	$\sphericalangle BCA = \arcsin(l_2 \sin \theta / l_{AC})$
4	$\varphi_3 = \varphi_{CA} + q (\sphericalangle BCA)$

PRM3 ( $x_A, y_A, x_C, y_C, l_2, \theta, q; \varphi_3$ )

#### IV.3.

SUBROUTINE DPRM3(XA, YA, XC, YC, RZ2, T, P, AAA, RZAC, FIZ, FICA)  
COMMON/PRMTR/PI, PID2

С ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЛИНЕЙНЫХ И УГЛОВЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ В С СТРУКТУРНОЙ ГРУППЕ 3-ГО ВИДА.

С XA, YA, XC, YC — КООРДИНАТЫ ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫХ ТОЧЕК, С RZ2, T — ЛИНЕЙНЫЙ И УГЛОВОЙ РАЗМЕРЫ ЗВЕНА 2,

С P — УСЛОВИЕ СБОРКИ.

RZAC = SQRT((XA - XC) \*\* 2 + (YA - YC) \*\* 2)

FICA = DUGL2(XC, YC, XA, YA)

UGBCA = ARSIN(RZ2 \* SIN(T)/RZAC)

FIZ = FICA + P \* UGBCA

RETURN

END

В структурной группе четвертого вида (рис. 17) параметры, определяющие положения направляющих звеньев 1 и 4, с которыми

звенья 2 и 3 образуют кинематические пары  $P$  и  $H$ , полностью характеризуют угловые координаты звеньев. Направляющие 1 и 4 могут быть закоординированы в системе  $xOy$ , если заданы координаты точек  $A$  и  $C$   $x_A, y_A, x_C, y_C$ , через которые проходят оси направляющих 1 и 4, и углы  $\varphi_1$  и  $\varphi_4$ . Координаты точки  $B$   $x_B$  и  $y_B$  могут быть определены как координаты точки пересечения прямых, параллельных 1 и 4 и смещенных относительно них на величины  $l_2/\cos \varphi_1$  и  $l_3/\cos \varphi_4$  соответственно. Для определения скоростей и ускорений точек звеньев группы необходимо знать расстояния от точки  $B$  до мгновенных центров вращения  $V_1$  и  $V_4$  направляющих 1 и 4. Поэтому определение их включено в алгоритм вычисления

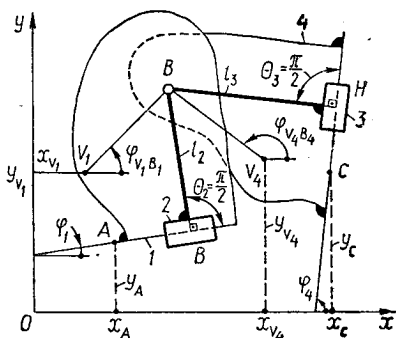


Рис. 17. Линейные и угловые координаты звеньев группы четвертого вида

Таблица 10. Определение угловых координат звеньев группы четвертого вида

№ п/п	Формулы и операторные функции
1	$A(2, 2) = \begin{vmatrix} 1 & -\operatorname{tg} \varphi_1 \\ 1 & -\operatorname{tg} \varphi_4 \end{vmatrix}$
2	$C(2) = (y_A + l_2 \sin \theta_2 / \cos \varphi_1 - x_A \operatorname{tg} \varphi_1, \\ y_C + l_3 \sin \theta_3 / \cos \varphi_4 - x_C \operatorname{tg} \varphi_4)$
3	СИСТЕМА (2, A(2, 2), C(2); $y_B, x_B$ )
4	$l_{V_1 B_1} = \sqrt{(x_B - x_{V_1})^2 + (y_B - y_{V_1})^2}$
5	$l_{V_4 B_4} = \sqrt{(x_B - x_{V_4})^2 + (y_B - y_{V_4})^2}$
6	UGL2 ( $x_{V_1}, y_{V_1}, x_B, y_B; \varphi_{V_1 B_1}$ )
7	UGL2 ( $x_{V_4}, y_{V_4}, x_B, y_B; \varphi_{V_4 B_4}$ )

PRM4 ( $x_{V_1}, y_{V_1}, x_A, y_A, \varphi_1, x_{V_4}, y_{V_4}, \\ x_C, y_C, \varphi_4, l_2, l_3, x_B, y_B, \\ l_{V_1 B_1}, \varphi_{V_1 B_1}, l_{V_4 B_4}, \varphi_{V_4 B_4}$ )

координат звеньев структурной группы четвертого вида, который приведен в табл. 10. Подпрограмма DPRM4 (IV.4) реализует операторную функцию PRM4, которая обозначает этот алгоритм.

#### IV.4.

SUBROUTINE DPRM4(XVM, YVM, XA, YA, FIM, XVN, YVN, XC, YC, \*FIN, RZ2, T2, RZ3, T3, AAA, XB, YB, RVBM, FIVBM, RVBN, FIVBN) С ОПРЕДЕЛЕНИЕМ ЛИНЕЙНЫХ КООРДИНАТ ЗВЕНЬЕВ СТРУКТУРНОЙ



```

С ГРУППЫ 4-ГО ВИДА.
С XVM, YVM И XVN, YVN — КООРДИНАТЫ МГНОВЕННЫХ ЦЕНТРОВ
С ВРАЩЕНИЯ ЗВЕНЬЕВ С НАПРАВЛЯЮЩИМИ М И N.
С XA, YA, FIM И XC, YC, FIN — КООРДИНАТЫ НАПРАВЛЯЮЩИХ М И N.
С RZ2, T2 И RZ3, T3 — ЛИНЕЙНЫЕ И УГЛОВЫЕ РАЗМЕРЫ ЗВЕНЬЕВ
С 2 И 3.
С RVBM, FIVBM, RVBN, FIVBN — РАДИУСЫ—ВЕКТОРЫ ТОЧКИ В ОТ
С МГНОВЕННЫХ ЦЕНТРОВ И ИХ НАПРАВЛЯЮЩИЕ УГЛЫ,
COMMON/PRMTR/PI,PID2
DIMENSION X(2, 2), Y(2)
X(1, 1) = 1, 0
X(1, 2) = TAN(FIM)
X(2, 1) = 1, 0
Y(1) = YA + RZ2 * SIN(T2)/COS(FIM) - TAN(FIM) * XA
Y(2) = YC + RZ3 * SIN(T3)/COS(FIN) - TAN(FIN) * XC
CALL GELG(Y, X, 2, 1, 0.0001, IER)
YB = Y(1)
XB = Y(2)
RVBM = SQRT((XB - XVM) ** 2 + (YB - YVM) ** 2)
FIV = DUGL2(XVM, YVM, XB, YB)
FIVBM = DUGOL(FIV)
RVBN = SQRT((XB - XVN) ** 2 + (YB - YVN) ** 2)
FIV = DUGL2(XVN, YVN, XB, YB)
FIVBN = DUGOL(FIV)
RETURN
END

```

В структурной группе пятого вида (рис. 18) координаты центра шарнира  $C$  и направляющей  $l$  полностью определяют линейные и угловые координаты звеньев группы.

### 4.3. Определение скоростей звеньев структурных групп

Для определения скоростей звеньев структурных групп используют известные законы механики о сложном движении и сложном составном движении. Особенности алгоритмов расчета скоростей с учетом типа кинематических пар, образуемых звеньями, рассмотрены в учебнике [1]. Далее рассмотрим операторные функции алгоритмов и реализующие их программы, составленные для определения скоростей звеньев групп второго класса.

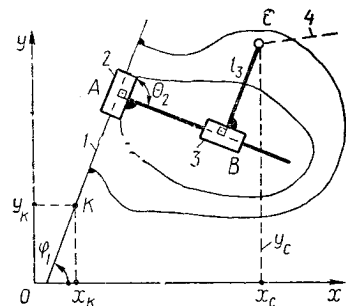


Рис. 18. Линейные и угловые координаты звеньев группы пятого вида

При расчете группы первого вида (рис. 19, а) кроме линейных и угловых координат звеньев задаются векторы скоростей  $\vec{v}_A$  и  $\vec{v}_C$  центров шарниров присоединительных вращательных кинематических пар. При расчете необходимо определить скорость точки  $B$  и угловые скорости звеньев 2 и 3. Эта задача может быть решена, если будут известны векторы скоростей относительного движения точки  $B$   $\vec{v}_{BA}$  и  $\vec{v}_{BC}$  относительно точек  $A$  и  $C$ .

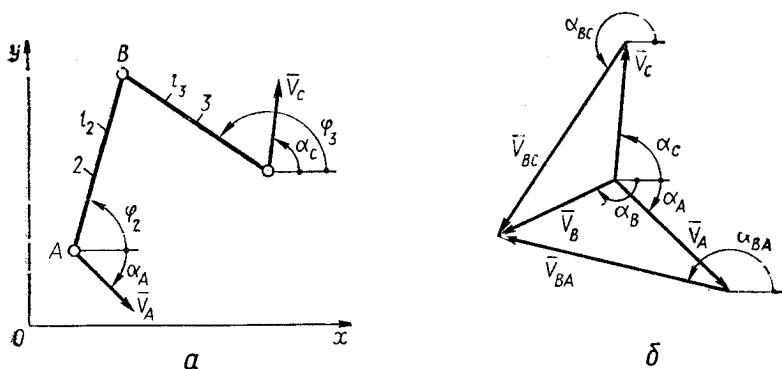


Рис. 19. Определение скоростей звеньев группы первого вида

Эти векторы можно определить из решения векторного уравнения  $\bar{v}_A + \bar{v}_{BA} = \bar{v}_C + \bar{v}_{BC}$  (б), сводя его к виду  $\bar{v}_{BA} - \bar{v}_{BC} = \bar{v}_C - \bar{v}_A$ . Заменяя векторное уравнение системой линейных уравнений, из ее решения определим модули векторов  $\bar{v}_{BA}$  и  $\bar{v}_{BC}$ . Предварительные направления векторов  $\bar{v}_{BA}$  и  $\bar{v}_{BC}$  на линиях действия принимаем

Таблица 11. Определение скоростей звеньев группы первого вида

№ зв/п	Формулы и операторные функции
1	$A(2, 2) = \begin{vmatrix} \cos(\varphi_2 + \pi/2) & -\cos(\varphi_3 + \pi/2) \\ \sin(\varphi_2 + \pi/2) & -\sin(\varphi_3 + \pi/2) \end{vmatrix}$
2	$C(2) = (v_C \cos \alpha_C - v_A \cos \alpha_A, v_C \sin \alpha_C - v_A \sin \alpha_A)$
3	SISTEMA (2, A(2, 2), C(2); $y_1, y_2$ )
4	UGL3 ( $\varphi_2, \pi/2, y_1; \alpha_{BA}$ )
5	UGL3 ( $\varphi_3, \pi/2, y_2; \alpha_{BC}$ )
6	$v_{BA} =  y_1 ; v_{BC} =  y_2 $
7	SMVKT ( $v_A, \alpha_{BA}, v_{BA}, \alpha_{BA}; v_B, \alpha_B$ )
8	OMEGA ( $l_2, v_{BA}, (\alpha_{BA} - \varphi_2); \omega_2$ )
9	OMEGA ( $l_3, v_{BC}, (\alpha_{BC} - \varphi_3); \omega_3$ )

SKOR1 ( $l_2, \varphi_2, l_3, \varphi_3, v_A, \alpha_A, v_C, \alpha_C; v_{BA}, \alpha_{BA}, v_{BC}, \alpha_{BC}, v_B, \alpha_B, \omega_2, \omega_3$ )

равными  $\varphi_2 + \pi/2$  и  $\varphi_3 + \pi/2$  соответственно. В табл. 11 приведен алгоритм определения скоростей звеньев 2 и 3, обозначенный операторной функцией SKOR1. Ее реализует подпрограмма DSKOR1 (IV.5).

IV.5.

SUBROUTINE DSKOR1(RZ2, FI2, RZ3, FI3, VA, ALA, VC, ALC, AAA, \*VBA, ALBA, VBC, ALBC, VB, ALB, W2, W3)

С ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЛИНЕЙНЫХ И УГЛОВЫХ СКОРОСТЕЙ ЗВЕНЬЕВ  
 С ГРУППЫ 1-ГО ВИДА.  
 С VA, ALA, VC, ALC — МОДУЛИ И НАПРАВЛЯЮЩИЕ УГЛЫ ВЕКТОРОВ  
 С СКОРОСТЕЙ ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫХ ТОЧЕК.  
 С RZ2, FI2, RZ3, FI3 — РАЗМЕРЫ ЗВЕНЬЕВ И НАПРАВЛЯЮЩИЕ УГЛЫ.  
 С ИСПОЛЗУЮТСЯ ПОДПРОГРАММЫ GELG, DUGL3, DOMEGA, DSMVKT.  
 COMMON/PRMTR/PI, PID2  
 DIMENSION X(2, 2), Y(2)  
 X(1, 1) = COS(FI2 + PID2)  
 X(1, 2) = -COS(FI3 + PID2)  
 X(2, 1) = SIN(FI2 + PID2)  
 X(2, 2) = -SIN(FI3 + PID2)  
 Y(1) = VC \* COS(ALC) - VA \* COS(ALA)  
 Y(2) = VC \* SIN(ALC) - VA \* SIN(ALA)  
 CALL GELG(Y, X, 2, 1, 0.0001, IER)  
 ALBA = DUGL3(FI2, PID2, Y(1))  
 VBA = ABS(Y(1))  
 ALBC = DUGL3(FI3, PID2, Y(2))  
 VBC = ABS(Y(2))  
 CALL DSMVKT(VA, ALA, VBA, ALBA, VB, ALB)  
 W2 = DOMEGA(RZ2, VBA, (ALBA - FI2))  
 W3 = DOMEGA(RZ3, VBC, (ALBC - FI3))  
 RETURN  
 END

При расчете скоростей звеньев группы второго вида (рис. 20, а) скорость центра шарнира  $A$  задается вектором  $\vec{v}_A$ . В поступательной кинематической паре  $C$ , образованной звеном 3 и направляющей звена 4, закон движения звена 3 определяется законом движения звена 4. Для характеристики движения направляющей 4 задается вектор скорости  $\vec{v}_B$ , точки  $B_4$ , принадлежащей звену 4 и совпадающей с точкой  $B$ . Векторы относительных скоростей  $\vec{v}_{BA}$  и  $\vec{v}_{BB_4}$  определяются решением векторного уравнения  $\vec{v}_A + \vec{v}_{BA} = \vec{v}_B + \vec{v}_{BB_4}$  (б), которое приводится к виду  $\vec{v}_{BA} - \vec{v}_{BB_4} = \vec{v}_B - \vec{v}_A$ . Алгоритм решения этого уравнения и другие необходимые преобразования приведены в табл. 12. Он обозначен операторной функцией SKOR2, реализуемой подпрограммой DSKOR2 (IV.6).

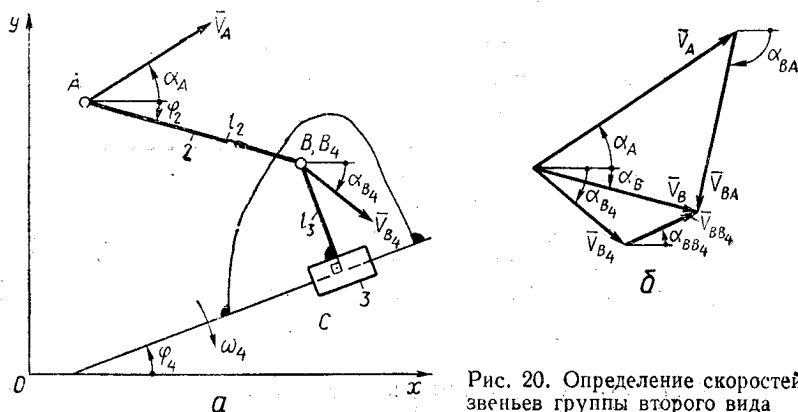


Рис. 20. Определение скоростей звеньев группы второго вида

Таблица 12. Определение скоростей звеньев группы второго вида

№ п/п	Формулы и операторные функции
1	$A(2, 2) = \begin{vmatrix} \cos(\varphi_2 + \pi/2) & -\cos \varphi_4 \\ \sin(\varphi_2 + \pi/2) & -\sin \varphi_4 \end{vmatrix}$
2	$C(2) = (v_{B_4} \cos \alpha_{B_4} - v_A \cos \alpha_A, \\ v_{B_4} \sin \alpha_{B_4} - v_A \sin \alpha_A),$
3	СИСТЕМА (2, A(2, 2), C(2); y <sub>1</sub> , y <sub>2</sub> )
4	UGL3 (φ <sub>2</sub> , π/2, y <sub>1</sub> ; α <sub>BA</sub> )
5	UGL4 (φ <sub>4</sub> , π, y <sub>2</sub> ; α <sub>BB<sub>4</sub></sub> )
6	v <sub>BA</sub> =  y <sub>1</sub>  ; v <sub>BB<sub>4</sub></sub> =  y <sub>2</sub>
7	OMEGA (l <sub>2</sub> , v <sub>BA</sub> , (α <sub>BA</sub> - φ <sub>2</sub> ); ω <sub>2</sub> )
8	SMVKT (v <sub>A</sub> , α <sub>A</sub> , v <sub>BA</sub> , α <sub>BA</sub> ; v <sub>B</sub> , α <sub>B</sub> )

SKOR2 (l<sub>2</sub>, φ<sub>2</sub>, φ<sub>4</sub>, v<sub>A</sub>, α<sub>A</sub>, v<sub>B<sub>4</sub></sub>, α<sub>B<sub>4</sub></sub>; v<sub>BA</sub>, α<sub>BA</sub>, v<sub>BB<sub>4</sub></sub>, α<sub>BB<sub>4</sub></sub>, v<sub>B</sub>, α<sub>B</sub>, ω<sub>2</sub>)

## IV.6.

SUBROUTINE DSKOR2(VA, ALA, VBM, ALBM, RZ2, FI2, FIM, AAA,  
\*VBBM, ALBBM, VB, ALB, W2)  
COMMON/PRMTR/PI, PID2

С ОПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТЕЙ ЗВЕНЬЕВ СТРУКТУРНОЙ ГРУППЫ  
С 2-ГО ВИДА.

С VA, ALA, ALBM — ВЕКТОРЫ СКОРОСТЕЙ И НАПРАВЛЯЮЩИЕ  
С УГЛЫ ДЛЯ ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ.

С RZ2, FI2, FIM — ДЛИНА И НАПРАВЛЯЮЩИЙ УГОЛ ЗВЕНА 2, УГОЛ  
С НАПРАВЛЯЮЩЕЙ.

```

DIMENSION X(2, 2), Y(2)
X(1, 1) = COS(FI2 + PID2)
X(1, 2) = -COS(FIM)
X(2, 1) = SIN(FI2 + PID2)
X(2, 2) = -SIN(FIM)
Y(1) = VBM * COS(ALBM) - VA * COS(ALA)
Y(2) = VBM * SIN(ALBM) - VA * SIN(ALA)
CALL GELG(Y, X, 2, 1, 0.0001, IER)
ALBA = DUGL3(FI2, PID2, Y(1))
VBA = ABS(Y(1))
ALBBM = DUGL4(FIM, PI, Y(2))
VBBM = ABS(Y(2))
W2 = DOMECA(RZ2, VBA, ALBA - FI2)
CALL DSMVKT(VA, ALA, VBA, ALBA, VB, ALB)
RETURN
END

```

При выполнении расчета скоростей звеньев группы третьего вида (рис. 21, а) задают векторы скоростей  $\vec{v}_A$  и  $\vec{v}_C$  точек центров шарниров А и С, которыми группа присоединяется к звеньям кинематической цепи механизма. Задачей расчета является определение угловой скорости звена 3 и относительной скорости движения ползуна и кулисы. Для решения задачи необходимо найти вектор

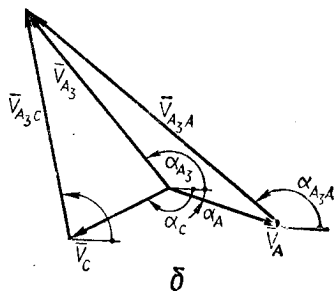
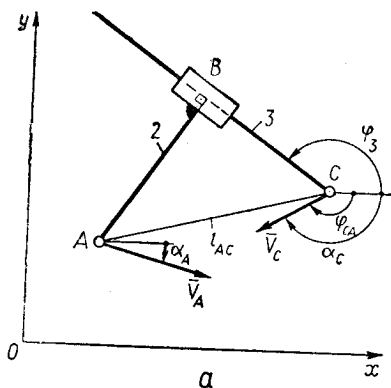


Рис. 21. Определение скоростей звеньев группы третьего вида

абсолютной скорости какой-либо точки звена 3. Обычно для простоты преобразований находят вектор  $\bar{v}_{A_3}$  скорости точки  $A_3$ , геометрически совпадающей с центром шарнира  $A$  звена 2. Тогда для этой точки получим (б)

$$\bar{v}_{A_3} = \bar{v}_A + \bar{v}_{A_3A} = \bar{v}_C + \bar{v}_{A_3C},$$

а после решения уравнения определяем  $\omega_3$  по  $\bar{v}_{A_3C}$ . В табл. 13 приведен алгоритм определения скоростей звеньев группы третьего

Таблица 13. Определение скоростей звеньев группы третьего вида

№ п/п	Формулы и операторные функции
1	$i_{AC} = \sqrt{(x_A - x_C)^2 + (y_A - y_C)^2}$
2	UGL3 ( $x_C, y_C, x_A, y_A; \varphi_{CA}$ )
3	$A(2, 2) = \begin{vmatrix} \cos \varphi_3 & -\cos(\varphi_{CA} + \pi/2) \\ \sin \varphi_3 & -\sin(\varphi_{CA} + \pi/2) \end{vmatrix}$
4	$C(2) = (v_C \cos \alpha_C - v_A \cos \alpha_A, v_C \sin \alpha_C - v_A \sin \alpha_A)$
5	СИСТЕМА (2, A(2, 2), C(2); $y_1, y_2$ )
6	UGL4 ( $\varphi_3, \pi, y_1; \alpha_{A_3A}$ )
7	UGL3 ( $\varphi_{CA}, \pi/2, y_2; \alpha_{A_3C}$ )
8	$v_{A_3A} =  y_1 ; v_{A_3C} =  y_2 $
9	OMEGA ( $i_{AC}, v_{A_3C}, \alpha_{A_3C} - \varphi_3; \omega_3$ )
10	SMVKT ( $v_A, \alpha_A, v_{A_3A}, \alpha_{A_3A}; v_{A_3}, \alpha_{A_3}$ )

SKOR 3 ( $x_A, y_A, x_C, y_C, v_A, \alpha_A, v_C, \alpha_C, \varphi_3; v_{A_3A}, \alpha_{A_3A}, v_{A_3C}, \alpha_{A_3C}, v_{A_3}, \alpha_{A_3}, \omega_3$ )

вида, обозначенный операторной функцией SKOR3. Подпрограмма ее реализации обозначена DSKOR3 (IV.7).

IV.7.

SUBROUTINE DSKOR3(XA, YA, XC, YC, VA, ALA, VC, ALC, FI3, AAA,  
\*VA3A, ALA3A, VA3C, ALA3C, VA3, ALA3, W3)  
COMMON/PRMTR/PI, PID2

С ОПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТЕЙ ДЛЯ ЗВЕНЬЕВ СТРУКТУРНОЙ ГРУППЫ  
С 3-ГО ВИДА

С XA, YA, XC, YC — КООРДИНАТЫ ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫХ ТОЧЕК.  
С VA, ALA, VC, ALC — ВЕКТОРЫ ИХ СКОРОСТЕЙ И НАПРАВЛЯЮЩИЕ  
С УГЛЫ.

С FI3 — НАПРАВЛЯЮЩИЙ УГОЛ ЗВЕНА 3.

DIMENSION X(2, 2), Y(2)

RZAC = SQRT((XA - XC) \*\* 2 + (YA - YC) \*\* 2)

FICA = DUGL2(XC, YC, XA, YA)

X(1, 1) = COS(FI3)

X(1, 2) = -COS(FICA + PID2)

X(2, 1) = SIN(FI3)

X(2, 2) = -SIN(FICA + PID2)

Y(1) = VC \* COS(ALC) - VA \* COS(ALA)

Y(2) = VC \* SIN(ALC) - VA \* SIN(ALA)

CALL GELG(Y, X, 2, 1, 0.0001, IER)

ALA3A = DUGL4(FI3, PI, Y(1))

VA3A = ABS(Y(1))

ALA3C = DUGL3(FICA, PID2, Y(2))

VA3C = ABS(Y(2))

W3 = DOMEGA(RZAC, VA3C, ALA3C - FI3)

CALL DSMVKT(VA, ALA, VA3A, ALA3A, VA3, ALA3)

RETURN

END

Особенностью расчета скоростей звеньев группы четвертого вида (рис. 22) является то, что угловые скорости звеньев группы равны угловым скоростям направляющих 1 и 4, с которыми они образуют поступательные кинематические пары A и C. Целью расчета является определение вектора скорости центра шарнира B, для чего необходимо рассмотреть движение этой точки относительно

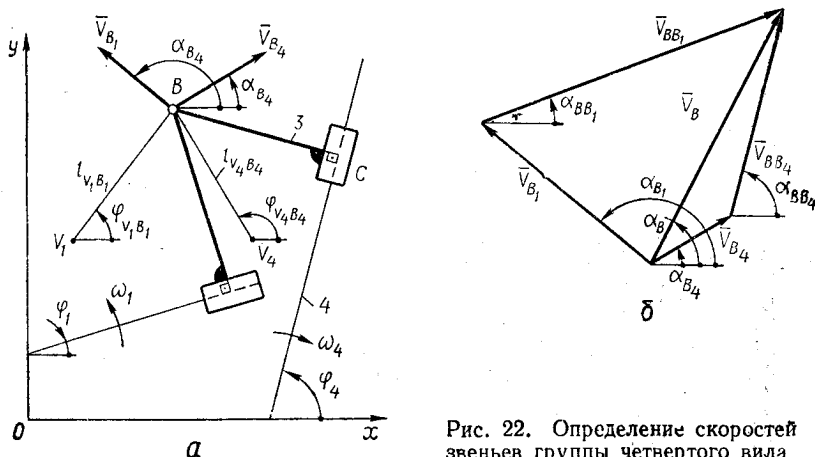


Рис. 22. Определение скоростей звеньев группы четвертого вида

Таблица 14. Определение скоростей звеньев в группы четвертого вида

№ п/п	Формулы и операторные функции
1	$v_{B_1} =  \omega_1  l_{V_1 B_1}; v_{B_4} =  \omega_4  l_{V_4 B_4}$
2	UGL3 ( $\varphi_{V_1 B_1}, \pi/2, \omega_1; \alpha_{B_1}$ )
3	UGL3 ( $\varphi_{V_4 B_4}, \pi/2, \omega_4; \alpha_{B_4}$ )
4	$A(2, 2) = \begin{vmatrix} \cos \varphi_1 & -\cos \varphi_4 \\ \sin \varphi_1 & -\sin \varphi_4 \end{vmatrix}$
5	$C(2) = (v_{B_4} \cos \alpha_{B_4}, -v_{B_1} \cos \alpha_{B_1},$ $v_{B_4} \sin \alpha_{B_4}, -v_{B_1} \sin \alpha_{B_1})$
6	СИСТЕМА (2, A(2, 2), C(2); $y_1, y_2$ )
7	UGL4 ( $\varphi_1, \pi, y_1; \alpha_{BB_1}$ )
8	UGL4 ( $\varphi_4, \pi, y_2; \alpha_{BB_4}$ )
9	$v_{BB_1} =  y_1 ; v_{BB_4} =  y_2 $
10	SMVKT ( $v_{B_1}, \alpha_{B_1}, v_{BB_1}, \alpha_{BB_1}; v_B, \alpha_B$ )

SKOR4 ( $l_{v_1 B_1}, \varphi_{v_1 B_1}, \varphi_1, l_{v_4 B_4}, \varphi_{v_4 B_4}, \varphi_4, \omega_1, \omega_4; v_{BB_1}, v_{BB_4}, \alpha_{BB_1}, v_B, \alpha_B$ )

точек  $B_1$  и  $B_4$  соответствующих звеньев. Векторы скоростей  $v_{B_1}$  и  $\bar{V}_{B_4}$  определяют исходя из законов их движения вокруг мгновенных центров вращения  $A_1$  и  $A_4$  направляющих 1 и 4. Вектор абсолютной скорости точки  $B$  определится из уравнения  $\bar{v}_B = \bar{v}_{B_1} + \bar{v}_{BB_1} = \bar{v}_{B_4} + \bar{v}_{BB_4}$  (б). В табл. 14 приведен алгоритм определения скоростей звеньев группы четвертого вида, обозначенный операторной функцией SKOR4, программа реализации которой оформлена в виде подпрограммы DSKOR4 (IV.8).

#### IV.8.

```

SUBROUTINE DSKOR4(RVBM, FIVBM, FIM, RVBN, FIVBN, FIN, WM,
*WN, AAA, VBVM, ALBVM, VBBN, ALBBN, VB, ALB)
С ОПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТЕЙ ЗВЕНЬЕВ СТРУКТУРНОЙ ГРУППЫ
С 4-ГО ВИДА.
С RVBM, FIVBM, RVBN, FIVBN — РАДИУСЫ-ВЕКТОРЫ
С И НАПРАВЛЯЮЩИЕ УГЛЫ ТОЧКИ В ОТНОСИТЕЛЬНО МГНОВЕННЫХ
С ЦЕНТРОВ ВРАЩЕНИЯ ЗВЕНЬЕВ М И N.
С FIM, FIN И WM, WN — УГЛЫ ОРИЕНТАЦИИ НАПРАВЛЯЮЩИХ М И N
С И ИХ УГЛОВЫЕ СКОРОСТИ.
COMMON/PRMTR/PI, PID2
DIMENSION X(2, 2), Y(2)
VBM = ABS(WM) * RVBM
ALBVM = DUGL3(FIVBM, PID2, WM)
ALBN = DUGL3(FIVBN, PID2, WN)
X(1, 1) = COS(FIM)
X(1, 2) = -COS(FIN)
X(2, 1) = SIN(FIM)
X(2, 2) = -SIN(FIN)

```

```

Y(1) = ABS(WM) * COS(ALBN) * RVBN — ABS(WM) * COS(ALBM) *
*RVBM
Y(2) = ABS(WN) * RVBN * SIN(ALBN) — ABS(WM) * RVBM * SIN(ALBM)
CALL GELG(Y, X, 2, 1, 8, 0, 0, 1, IER)
ALBBM = DUGL4(FIM, PI, Y(1))
VBBM = ABS(Y(1))
ALBBN = DUGL4(FIN, PI, Y(2))
VBBN = ABS(Y(2))
CALL DSMVKT(VBM, ALBM, VBBM, ALBBM, VB, ALB)
RETURN
END

```

Алгоритм расчета скоростей структурной группы пятого вида (рис. 23, а) включает элементы алгоритмов расчета групп третьего и четвертого видов. Целью расчета является определение абсолютной скорости какой-либо точки звена 2 и относительных скоростей движения звеньев 2 и 3. Рассматривая геометрически совпадающие с

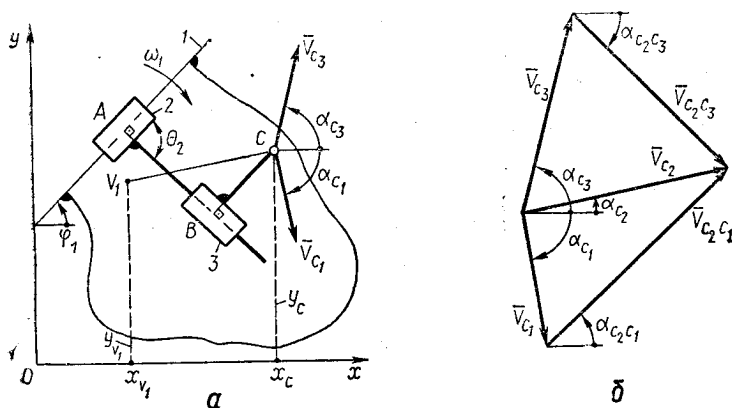


Рис. 23. Определение скоростей звеньев группы пятого вида

центром шарнира  $C$  точки  $C_2, C_3, C_1$  звеньев 2, 3 и 1 соответственно, составим векторное уравнение (б)  $\bar{v}_{C_2} = \bar{v}_{C_1} + \bar{v}_{C_2C_1} = \bar{v}_{C_1} + \bar{v}_{C_2C_3} + \bar{v}_{C_3C_1}$ . В табл. 15 приведен алгоритм определения скоростей

Таблица 15. Определение скоростей звеньев группы пятого вида

№ п/п	Формулы и операторные функции
1	$v_{C_1} =  \omega_1  \sqrt{(x_{C_1} - x_{V_1})^2 + (y_{C_1} - y_{V_1})^2}$
2	UGL3 (UGL2 ( $x_{V_1}, y_{V_1}, x_{C_1}, y_{C_1}; \Phi_{CV_1}$ ), $\pi/2, \omega_1; \alpha_{C_1}$ )
3	$A(2, 2) = \begin{vmatrix} \cos(\Phi_1 + \theta_2) & -\cos \Phi_1 \\ \sin(\Phi_1 + \theta_2) & -\sin \Phi_1 \end{vmatrix}$
4	$C(2) (v_{C_1} \cos \alpha_{C_1} - v_{C_2} \cos \alpha_{C_2}, v_{C_1} \sin \alpha_{C_1} - v_{C_2} \sin \alpha_{C_2})$
5	SISTEMA (2, A(2, 2), C(2); $y_1, y_2$ )



№ п/п	Формулы и операторные функции
6	UGL4 ( $\varphi_1 + \pi/2$ ), $\pi$ , $y_1$ ; $\alpha_{C_2C_3}$ )
7	UGL4 ( $\varphi_1$ , $\pi$ , $y_2$ ; $\alpha_{C_2C_1}$ )
8	$v_{C_2C_3} =  y_1 $ ; $v_{C_2C_1} =  y_2 $
9	SMVKT ( $v_{C_3}$ , $\alpha_{C_3}$ , $v_{C_2C_3}$ , $\alpha_{C_2C_3}$ ; $v_{C_2}$ , $\alpha_{C_2}$ )
SKOR5 ( $x_{C_3}$ , $y_{C_3}$ , $x_{V_1}$ , $y_{V_1}$ , $\varphi_1$ , $\theta_2$ , $\omega_1$ , $v_{C_3}$ , $\alpha_{C_3}$ ; $v_{C_2C_3}$ , $\alpha_{C_2C_3}$ , $v_{C_2C_1}$ , $\alpha_{C_2C_1}$ , $v_{C_2}$ , $\alpha_{C_2}$ )	

звеньев группы пятого вида, обозначенный операторной функцией SKOR5, программа реализации которой оформлена в виде подпрограммы DSKOR5 (IV.9).

#### IV.9.

```

SUBROUTINE DSKOR5(XC3, YC3, XVM, YVM, FIM, T2, WM, VC3, ALC3,
*AAA, VC2C3, ALC2C3, VC2CM, ALC2CM, VC2, ALC2)
С XC3, YC3, VC3, ALC3 — КООРДИНАТЫ, ВЕКТОР СКОРОСТИ И ЕГО
С НАПРАВЛЯЮЩИЙ УГОЛ ТОЧКИ C3.
С XVM, YVM, FIM, WM — КООРДИНАТЫ МГНОВЕННОГО ЦЕНТРА
С ВРАЩЕНИЯ ЗВЕНА M, НАПРАВЛЯЮЩИЙ УГОЛ И УГЛОВАЯ
С СКОРОСТЬ ЗВЕНА M.
С T2 — УГЛОВОЙ РАЗМЕР ЗВЕНА 2.
COMMON/PRMTR/PI, PID2
DIMENSION X(2, 2), Y(2)
VCM = ABS(WM) * SQRT((XC3 - XVM)** 2 + (YC3 - YVM)** 2)
ALCM = DUGL3(DUGL2(XVM, YVM, XC3, YC3), PID2, WM)
X(1, 1) = COS(FIM + T2)
X(1, 2) = -COS(FIM)
X(2, 1) = SIN(FIM + T2)
X(2, 2) = -SIN(FIM)
Y(1) = VCM * COS(ALCM) - VC3 * COS(ALC3)
Y(2) = VCM * SIN(ALCM) - VC3 * SIN(ALC3)
CALL GELG(Y, X, 2, 1, 0.0001, IER)
ALC2C3 = DUGL4(FIM + T2, PI, Y(1))
VC2C3 = ABS(Y(1))
ALC3CM = DUGL4(FIM, PI, Y(2))
VC2CM = ABS(Y(2))
CALL DSMVKT(VC3, ALC3, VC2C3, ALC2C3, VC2, ALC2)
RETURN
END

```

#### 4.4. Определение ускорений звеньев структурных групп

При составлении алгоритмов расчета ускорений звеньев структурных групп используются те же теоремы механики о сложном движении и сложном составном движении, что и при определении скоростей. Особенности определения ускорений звеньев, соединенных вращательными и поступательными кинематическими парами, рас-

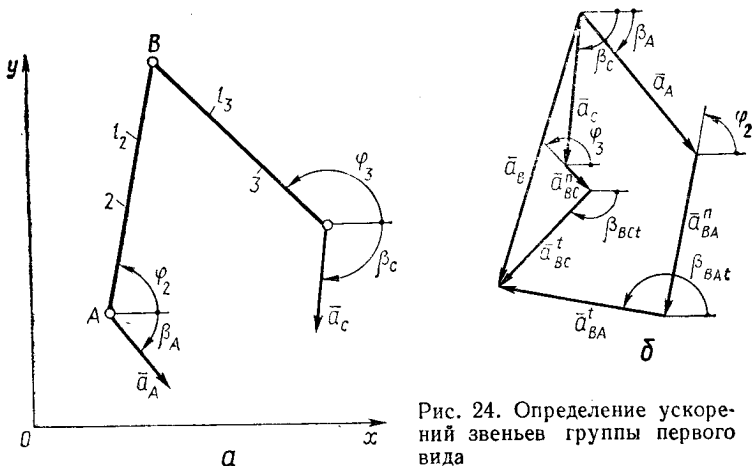


Рис. 24. Определение ускорений звеньев группы первого вида

смотрены в учебнике [1]. Алгоритмы численного расчета линейных и угловых ускорений звеньев для разных структурных групп имеют в основе численные методы решения векторных уравнений.

Для расчета ускорений звеньев структурной группы первого вида (рис. 24, а) исходным будет уравнение (б)

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^t = \bar{a}_C + \bar{a}_{BC}^n + \bar{a}_{BC}^t.$$

Векторы  $\bar{a}_A$  и  $\bar{a}_C$  заданы, а векторы  $\bar{a}_{BA}^n$  и  $\bar{a}_{BC}^n$  нормальных ускорений могут быть определены на основании расчета скоростей. Определению подлежат векторы  $\bar{a}_{BA}^t$  и  $\bar{a}_{BC}^t$ .

В табл. 16 приведен алгоритм определения ускорений для звеньев группы первого вида, обозначенный операторной функцией USKR1. Операторные функции алгоритмов определения ускорений

Таблица 16. Определение ускорений звеньев группы первого вида

№ п/п	Формулы и операторные функции
1	$A(2, 2) = \begin{vmatrix} \cos(\varphi_2 + \pi/2) & -\cos(\varphi_3 + \pi/2) \\ \sin(\varphi_2 + \pi/2) & -\sin(\varphi_3 + \pi/2) \end{vmatrix}$
2	$C(2) = ((a_C \sin \beta_C + \omega_3^2 l_3 \cos(\varphi_3 - \pi) - a_A \cos \beta_A - \omega_2^2 l_2 \cos(\varphi_2 - \pi)), \\ (a_C \sin \beta_C + \omega_3^2 l_3 \cos(\varphi_3 - \pi) - a_A \sin \beta_A - \omega_2^2 l_2 \sin(\varphi_2 - \pi)))$
3	$\text{СИСТЕМА}(2, A(2, 2), C(2); y_1, y_2)$
4	$\text{UGL3}(\varphi_2, \pi/2, y_1; \beta_{BA}^t)$
5	$\text{UGL3}(\varphi_3, \pi/2, y_2; \beta_{BC}^t)$
6	$a_{BA}^t =  y_1 ; a_{BC}^t =  y_2 $
7	$\text{SMVKT}(a_A, B_A, \omega_2^2 l_2, \varphi - \pi; a, \beta)$

№ г/п	Формулы и операторные функции
8	SMVKT ( $\alpha, \beta, \alpha_{BA}^t, \beta_{BAI}; \alpha_B, \beta_B$ )
9	OMEGA ( $l_2, \alpha_{BA}^t, \beta_{BAI} - \varphi_2; \varepsilon_2$ )
10	OMEGA ( $l_3, \alpha_{BC}^t, \beta_{BCI} - \varphi_3; \varepsilon_3$ )

USKR 1 ( $\alpha_A, \beta_A, \alpha_C, \beta_C, l_2, \varphi_2, l_3, \varphi_3, \omega_2, \omega_3; \alpha_{BA}^t, \beta_{BAI}, \alpha_{BC}^t, \beta_{BCI}, \alpha_B, \beta_B, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ )

звеньев будем в дальнейшем обозначать идентификаторами USKR $\square$  с подстановкой на место пробела  $\square$  цифры, соответствующей виду группы. Программа реализации этого алгоритма оформлена в виде подпрограммы DUSKR1 (IV.10).

## IV.10.

```

SUBROUTINE DUSKR1(AA, BA, AC, BC, RZ2, FI2, RZ3, FI3, W2, W3,
*AAA, ABAT, BBAT, ABCT, BBCT, AB, BB, E2, E3)
COMMON/PRMTR/PI, PID2
С ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЛИНЕЙНЫХ И УГЛОВЫХ УСКОРЕНИЙ ЗВЕНЬЕВ
С 1-ГО ВИДА ГРУППЫ.
С AA, BA, AC, BC — МОДУЛИ И НАПРАВЛЯЮЩИЕ УГЛЫ ВЕКТОРОВ
С УСКОРЕНИЙ ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫХ ТОЧЕК.
С RZ2, FI2, RZ3, FI3 — РАЗМЕРЫ ЗВЕНЬЕВ И НАПРАВЛЯЮЩИЕ УГЛЫ.
С W2, W3 — УГЛОВЫЕ СКОРОСТИ ЗВЕНЬЕВ,
DIMENSION X(2, 2), Y(2)
X(1, 1) = COS(FI2 + PID2)
X(1, 2) = -COS(FI3 + PID2)
X(2, 1) = SIN(FI2 + PID2)
X(2, 2) = -SIN(FI3 + PID2)
Y(1) = AC * COS(BC) + W3 ** 2 * RZ3 * COS(FI3 - PI) - AA * COS
*(BA) - W2 ** 2 * RZ2 * COS(FI2 - PI)
Y(2) = AC * SIN(BC) + W3 ** 2 * RZ3 * SIN(FI3 - PI) - AA * SIN(BA)
*- W2 ** 2 * RZ2 * SIN(FI2 - PI)
CALL GELG(Y, X, 2, 1, 8.0001, IER)
BBAT = DUGL3(FI2, PID2, Y(1))
ABAT = ABS(Y(1))
BBCT = DUGL3(FI3, PID2, Y(2))
ABCT = ABS(Y(1))
CALL DSMVKT(AA, BA, W2 ** 2 * RZ2, FI2 - PI, A, B)
CALL DSMVKT(A, B, ABAT, BBAT, AB, BB)
E2 = DOMEQA(RZ2, ABAT, BBAT - FI2)
E3 = DOMEQA(RZ3, ABCT, BBCT - FI3)
RETURN
END

```

Для звеньев структурной группы второго вида (рис. 25, а) соотношения между ускорениями выражаются векторным уравнением (б)

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^t = \bar{a}_B + \bar{a}_{BB}^k + \bar{a}_{BB}^t.$$

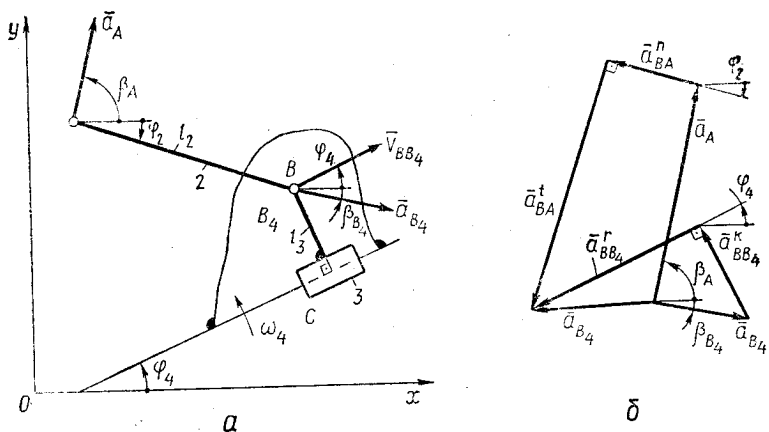


Рис. 25. Определение ускорений звеньев группы второго вида

Векторы  $a_A$  и  $\bar{a}_B$  задаются, а векторы нормального  $\bar{a}_{BA}^n$  и кориолисова  $\bar{a}_{BB_4}^k$  ускорений определяются по данным расчета скоростей. Принимается, что точка  $b_4$  расположена на звене 4 и геометрически совпадает с центром шарнира  $B$ . В табл. 17 приведен алгоритм расчета ускорений звеньев группы второго вида, а программа его реализации оформлена в виде подпрограммы DUSKR2 (IV.11).

Таблица 17. Определение ускорений звеньев группы второго вида

№ п/п	Формулы и операторные функции
1	$A(2, 2) = \begin{vmatrix} \cos(\varphi_2 + \pi/2) & -\cos \varphi_4 \\ \sin(\varphi_2 + \pi/2) & -\sin \varphi_4 \end{vmatrix}$
2	$C(2) = ((a_{B_4} \cos \beta_{B_4} + a_{BB_4}^k \cos \beta_k - a_A \cos \beta_A - \omega_2^2 l_2 \cos(\varphi_2 - \pi)),$ $(a_{B_4} \sin \beta_{B_4} + a_{BB_4}^k \sin \beta_k - a_A \sin \beta_A - \omega_2^2 l_2 \sin(\varphi_2 - \pi)))$
3	SISTEMA (2, A(2, 2), C(2); $y_1, y_2$ )
4	UGL 3( $\varphi_3, \pi/2, y_1; \beta_{BAI}$ )
5	UGL 3( $\varphi_4, \pi, y_2; \beta_{BB_4}$ )
6	$a_{BA}^t =  y_1 ; a_{BB_4} =  y_2 $
7	OMEGA ( $l_2, a_{BA}^t, \beta_{BAI} - \varphi_2; \epsilon_2$ )
8	SMVKT ( $a_A, \beta_A, \omega_2^2 l_2, \varphi_2 - \pi; a, \beta$ )
9	SMVKT ( $a, \beta, a_{BA}^t, \beta_{BAI}; a_B, \beta_B$ )

USKR 2 ( $a_A, \beta_A, a_{B_4}, \beta_{B_4}, a_{BB_4}^k, \beta_k, l_2, \varphi_2, \omega_2, \varphi_4; a_{BA}^t, \beta_{BAI}, a_{BB_4}, \beta_{BB_4}, \epsilon_2, a_B, \beta_B$ )

IV.11.

SUBROUTINE DUSKR2(AA, BA, ABM, BVM, ABK, BVK, RZ2, F12, W2,  
 \*FIM, AAA, ABAT, VBAT, ABVM, BVBM, E2, AB, BB)  
 COMMON/PRMTR/PI, PID2

С ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСКОРЕНИЙ ЗВЕНЬЕВ СТРУКТУРНОЙ ГРУППЫ  
 С 2-ГО ВИДА.

С AA, BA, ABM, BVM — ВЕКТОРЫ УСКОРЕНИЙ И НАПРАВЛЯЮЩИЕ  
 С УГЛЫ ДЛЯ ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ.

С ABK, BVK — ВЕКТОР И НАПРАВЛЯЮЩИЙ УГОЛ КОРИОЛИСОВА  
 С УСКОРЕНИЯ ПОЛЗУНА.

С RZ2, F12, FIM — ДЛИНА, НАПРАВЛЯЮЩИЙ УГОЛ ЗВЕНА 2, УГОЛ  
 С НАПРАВЛЯЮЩЕЙ.

С W2 — УГЛОВАЯ СКОРОСТЬ ЗВЕНА 2.

```

DIMENSION X(2, 2), Y(2)
X(1, 1) = COS(F12 + PID2)
X(1, 2) = -COS(FIM)
X(2, 1) = SIN(F12 + PID2)
X(2, 2) = -SIN(FIM)
Y(1) = ABM * COS(BVM) + ABK * COS(BVK) - AA * COS(BA) - W2 **
*2 * RZ2 * COS(F12 - PI)
Y(2) = ABM * SIN(BVM) + ABK * SIN(BVK) - AA * SIN(BA) -
*W2 ** 2 * RZ2 * SIN(F12 - PI)
CALL GELG(Y, X, 2, 1, 0.0001, 1ER)
VBAT = DUGL3(F12, PID2, Y(1))
ABAT = ABS(Y(1))
BVBM = DUGL4(FIM, PI, Y(2))
ABVM = ABS(Y(2))
E2 = DOMEGA(RZ2, ABAT, VBAT - F12)
CALL DSMVKI(AA, BA, W2 ** 2 * RZ2, F12 - PI, A, B)
CALL DSMVKI(A, B, ABAT, VBAT, AB, BB)
RETURN
END
    
```

Для структурной группы третьего вида (рис. 26, а) реализуемое алгоритмом численного расчета уравнение, описывающее изменение ускорений звеньев, имеет вид (б)

$$\bar{a}_A, \bar{a}_B, \bar{a}_C = \bar{a}_A^r + \bar{a}_{A_3A}^r + \bar{a}_{A_3A}^t = \bar{a}_C + \bar{a}_{A_3C}^n + \bar{a}_{A_3C}^t$$

Здесь ускорения центров шарниров A и C задаются, а векторы  $\bar{a}_{A_3A}^r$  кориолисова и  $\bar{a}_{A_3C}^n$  нормального ускорений определяются по дан-

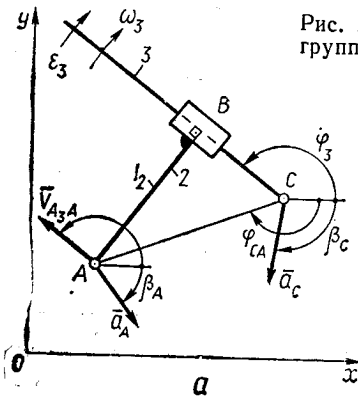


Рис. 26. Определение ускорений звеньев группы третьего вида

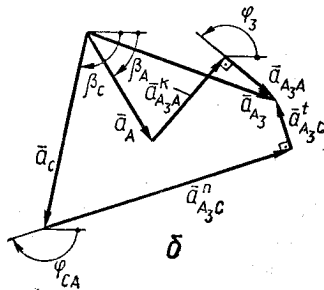


Таблица 18. Определение ускорений звеньев группы третьего вида

№ п/п	Формулы и операторные функции
1	$A(2, 2) = \begin{vmatrix} \cos \varphi_3 & -\cos(\varphi_{CA} + \pi/2) \\ \sin \varphi_3 & -\sin(\varphi_{CA} + \pi/2) \end{vmatrix}$
2	$C(2) = ((a_C \cos \beta_C + \omega_3^2 l_{AC} \cos(\varphi_{CA} - \pi) - a_A \cos \beta_A - a_{A,A}^k \cos \beta_{A,Ak}), \\ (a_C \sin \beta_C + \omega_3^2 l_{AC} \sin(\varphi_{CA} - \pi) - a_A \sin \beta_A - a_{A,A}^k \sin \beta_{A,Ak}))$
3	СИСТЕМА (2, A(2, 2), C(2); $y_1, y_2$ )
4	UGL 4 ( $\varphi_3, \pi, y_1; \beta_{A,A}$ )
5	UGL 4 ( $\varphi_{CA}, \pi/2, y_2; \beta_{A,Ct}$ )
6	$a'_{A,A} =  y_1 ; a'_{A,C} =  y_2 $
7	OMEGA ( $l_{AC}, a'_{A,C}, \beta_{A,Ct} - \varphi_{CA}; e_3$ )
8	SMVKT ( $a_C, \beta_C, \omega_3^2 l_{AC}, \varphi_{CA} - \pi; a, \beta$ )
9	SMVKT ( $a, \beta, \beta'_{A,C}, \beta_{A,Ct}; a_{A_3}, \beta_{A_3}$ )

USKR 3 ( $a_A, \beta_A, a_C, \beta_C, \varphi_3, \omega_3, l_{AC}, \varphi_{CA}, a_{A_3A}^k, \beta_{A_3Ak}; a'_{A_3A}, a'_{A_3C}, \beta_{A_3Ak}$

$a'_{A_3C}, \beta_{A_3Ct}, e_3, \alpha_{A_3}, \beta_{A_3}$ )

ным расчета скоростей. Определению подлежат векторы  $\vec{a}'_{A_3A}$  и  $\vec{a}'_{A_3C}$  относительной и тангенциальной составляющих вектора  $a_{A_3}$ . В табл. 18 приведен алгоритм расчета ускорений звеньев структурной группы третьего вида, а программа его реализации оформлена в виде подпрограммы DUSKR3 (IV.12).

#### IV.12.

SUBROUTINE DUSKR3(AA, BA, AC, BC, FI3, W3, RZAC, FICA, AA3AK, \*BA3AK, AAA, AA3AR, BAZAR, AA3CT, BA3CT, E3, AA3, BA3) COMMON/PRMTR/PI, PID2

С ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЛИНЕЙНЫХ И УГЛОВЫХ УСКОРЕНИЙ В С СТРУКТУРНОЙ ГРУППЕ 3-ГО ВИДА.  
 С AA, BA, AC, BC — УСКОРЕНИЯ ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫХ ТОЧЕК.  
 С FI3, W3 — НАПРАВЛЯЮЩИЙ УГОЛ И УГЛОВАЯ СКОРОСТЬ ЗВЕНА 3.  
 С AA3AK, BAZAK — КОРИОЛИСОВО УСКОРЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ ТОЧКИ С A3 ОТНОСИТЕЛЬНО ТОЧКИ A2.

```
DIMENSION X(2, 2), Y(2)
X(1, 1) = COS(FI3)
X(2, 2) = -SIN(FICA + PID2)
X(2, 1) = SIN(FI3)
X(1, 2) = -COS(FICA + PID2)
Y(1) = AC * COS(BC) + W3 ** 2 * RZAC * COS(FICA - PI) - AA *
* COS(BA) - AA3AK * COS(BAZAK)
Y(2) = AC * SIN(BC) + W3 ** 2 * RZAC * SIN(FICA - PI) - AA * SIN
* (BA) - AA3AK * SIN(BAZAK)
CALL GELG(Y, X, 2, 1, 0.0001, IER)
BA3AR = DUGL4(FI3, PI, Y(1))
```

```

AA3AR = ABS(Y(1))
BA3CT = DUGL3(FICA, PID2, Y(2))
AA3CT = ABS(Y(2))
E3 = DOMEGA(RZAC, AA3CT, BA3CT — FICA)
CALL DSMVKT(AC, BC, W3 ** 2 * RZAC, FICA — PI, A, B)
CALL DSMVWT(A, B, AA3CT, BA3CT, AA3, BA3)
RETURN
END

```

Векторы ускорений звеньев структурной группы четвертого вида (рис. 27, а) связаны уравнением

$$\bar{a}_B = \bar{a}_{B_1} + \bar{a}_{BB_1}^k + \bar{a}_{BB_1}^r = \bar{a}_{B_1} + \bar{a}_{BB_1}^k + \bar{a}_{BB_1}^r.$$

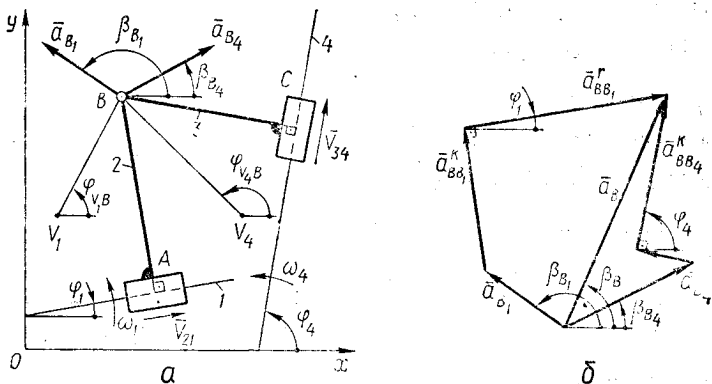


Рис. 27. Определение ускорений звеньев группы четвертого вида

Здесь векторы  $\bar{a}_B$  и  $\bar{a}_{B_1}$  определяются (б) по законам движения направляющих 1 и 4, векторы кориолисовых ускорений  $\bar{a}_{BB_1}^k$  и  $\bar{a}_{BB_1}^r$  — по данным расчета скоростей. Из решения уравнения определяются векторы относительных ускорений  $\bar{a}_{BB_1}^r$  и  $\bar{a}_{BB_1}^k$ .

Таблица 19. Определение ускорений звеньев группы четвертого вида

№ п/п	Формулы и операторные функции
1	$a_{B_1} = l_{V_1 B} \sqrt{\omega_4^2 + \varepsilon_4^2}$
2	$a_{B_1} = l_{V_1 B} \sqrt{\omega_1^2 + \varepsilon_1^2}$
3	$UGL\ 3(\varphi_{V_1 B}, \pi/2 + \arctg(\omega_1^2 / \varepsilon_1), \varepsilon_4; \beta_{B_1})$
4	$UGL\ 3(\varphi_{V_1 B}, \pi/2 + \arctg(\omega_1^2 / \varepsilon_1), \varepsilon_1; \beta_{B_1})$
5	$A(2, 2) = \begin{vmatrix} \cos \varphi_1 & -\cos \varphi_4 \\ \sin \varphi_1 & -\cos \varphi_4 \end{vmatrix}$
6	$C(2) = ((a_{B_1} \cos \beta_{B_1} + a_{BB_1}^k \cos \beta_{BB_1 k} - a_{B_1} \cos \beta_{B_1} - a_{BB_1}^k \cos \beta_{BB_1 k}),$ $(a_{B_1} \sin \beta_{B_1} + a_{BB_1}^k \sin \beta_{BB_1 k} - a_{B_1} \sin \beta_{B_1} - a_{BB_1}^k \sin \beta_{BB_1 k}))$

№  
п/п

Формулы и операторные функции

- 7 СИСТЕМА (2, A (2, 2), C (2);  $y_1, y_2$ )  
 8 UGL4( $\varphi_1, \pi, y_1; \beta_{BB,r}$ )  
 9 UGL4( $\varphi_1, \pi, y_2; \beta_{BB,r}$ )  
 10  $a_{BB_1}^r = |y_1|$ ;  $a_{BB_2}^r = |y_2|$   
 11 SMVKT ( $a_{B_1}, \beta_{B_1}, a_{BB_1}^k, \beta_{BB_1,k}; a, \beta$ )  
 12 SMVKT ( $a, \beta, a_{BB_1}^r, a_{BB_1,r}; a_B, \beta_B$ )

USKR 4 ( $l_{V_1,B}, \varphi_{V_1,B}, \varphi_1, l_{V_2,B}, \varphi_{V_2,B}, \varphi_2, \omega_1, \varepsilon_1, \omega_2, \varepsilon_2, a_{BB_1}^k, \beta_{BB_1,k}, a_{BB_2}^k, \beta_{BB_2,k}; a_{BB_1}^r, \beta_{BB_1,r}, a_{BB_2}^r, \beta_{BB_2,r}, a_B \beta_B$ )

В табл. 19 приведен алгоритм расчета ускорений звеньев группы четвертого вида, а программа его реализации оформлена в виде подпрограммы DUSKR4 (IV.13).

## IV.13.

```

SUBROUTINE DUSKR4(RVBM, FIVBM, FIM, RVBN, FIVBN, FIN, WM,
*EM, WN, EN, ABBMK, BBBMK, ABBNK, BBBNK, AAA, ABVMR, BBVMR,
*ABBNR, BBBNR, AB, BB)
С ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСКОРЕНИЙ ЗВЕНЬЕВ СТРУКТУРНЫХ ГРУПП 4-ГО
С ВИДА.
С RVBM, FIVBM, RVBN, FIVBN — РАДИУСЫ-ВЕКТОРЫ И НАПРАВЛЯ-
С ЮЩИЕ УГЛЫ ТОЧКИ В ОТНОСИТЕЛЬНО МГНОВЕННЫХ ЦЕНТРОВ
С ВРАЩЕНИЯ ЗВЕНЬЕВ М И N.
С FIM, WM, EN И FMN, WN, EN — ЗАКОНЫ ДВИЖЕНИЯ ЗВЕНЬЕВ М И N.
С ABBMK, BBBMK, ABBNK, BBBNK — КОРИОЛИСОВЫ УСКОРЕНИЯ ДЛЯ
С ЗВЕНЬЕВ 2 И 3.
COMMON/PRMTR/PI, PID2
DIMENSION X(2, 2), Y(2)
ABN = RVBN * SQRT(WN ** 4 + EN ** 2)
ABM = RVBM * SQRT(WM ** 4 + EM ** 2)
IF(EM. EQ. 0.0)GO TO 1
DLT = PID2 + ATAN(WM ** 2/ABS(EM))
GO TO 2
1 DLT = PID2
2 BBM = DUGL3(FIVBM, PID2 + DLT, EM)
IF(EN. EQ. 0.0)GO TO 3
DLTA = PID2 + ATAN(WN ** 2/ABS(EN))
GO TO 4
3 DLTA = PID2
4 BBN = DUGL3(FIVBN, PID2 + DLTA, EN)
8 X(1, 1) = COS(FIM)
X(1, 2) = -COS(FIN)
X(2, 1) = SIN(FIM)
X(2, 2) = -SIN(FIN)
Y(1) = ABN * COS(BBN) + ABBNK * COS(BBBNK) - ABM * COS(BBM)
* - ABBMK * COS(BBBMK)
Y(2) = ABN * SIN(BBN) + ABBNK * SIN(BBBNK) - ABM * SIN(BBM) -

```



```

*ABBMK * SIN(BBBMK)
CALL GELG(Y, X, 2, 1, 0.0001, IER)
BBBMR = DUGL4(FIM, PI, Y(1))
ABBMK = ABS(Y(1))
BBBNR = DUGL4(FIN, PI, Y(2))
ABBNR = ABS(Y(2))
CALL DSMVKT(ABM, BVM, ABBMK, BBBMK, A, B)
CALL DSMVKT(A, B, ABBMR, BBBMR, AB, BB)
RETURN
END

```

Для расчета ускорений звеньев группы пятого вида реализуется (рис. 28, а, б) уравнение

$$\bar{a}_{C_3} = \bar{a}_{C_2} + \bar{a}_{C_2C_3}^k + \bar{a}_{C_2C_3}^r = \bar{a}_{C_2} + \bar{a}_{C_2C_3}^k + \bar{a}_{C_2C_3}^r.$$

Здесь определению подлежат векторы  $\bar{a}_{C_2C_3}^k$  и  $\bar{a}_{C_2C_3}^r$ , относительных ускорений. В табл. 20 приведен алгоритм расчета ускорений для звеньев группы пятого вида, а программа его реализации оформлена в виде подпрограммы IV.14.

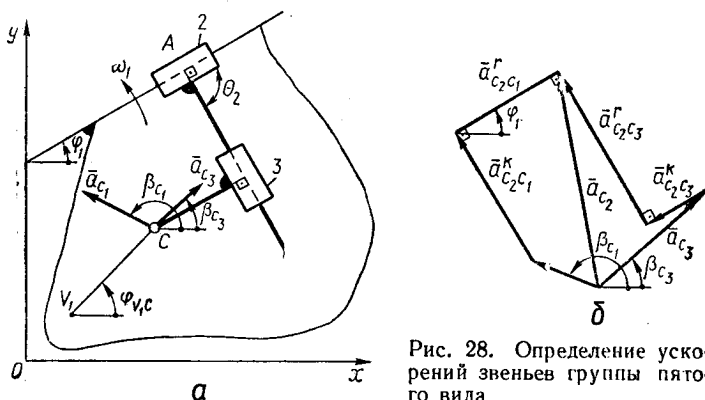


Рис. 28. Определение ускорений звеньев группы пятого вида

Таблица 20. Определение ускорений звеньев группы пятого вида

№ п/п	Формулы и операторные функции
1	$a_{C_1} = \sqrt{(x_{C_2} - x_{V_1})^2 + (y_{C_2} - y_{V_1})^2} \cdot \sqrt{\omega_1^4 + \varepsilon_1^2}$
2	UGL 3 (UGL 2 ( $x_{V_1}, y_{V_1}, x_{C_2}, y_{C_2}; \Phi_{V_1C_2}$ ), $\pi/2 + \arctg(\omega_1^2/ \varepsilon_1 , \varepsilon_1; \beta_{C_1}$ )
3	$A(2, 2) = \begin{vmatrix} \cos(\Phi_1 + \theta_2) & -\cos \Phi_1 \\ \sin(\Phi_1 + \theta_2) & -\sin \Phi_1 \end{vmatrix}$
4	$C(2) = ((a_{C_2} \cos \beta_{C_1} + a_{C_2C_3}^k \cos \beta_{C_2C_3k} - a_{C_2} \cos \beta_{C_3} - a_{C_2C_3}^k \cos \beta_{C_2C_3k}),$ $(a_{C_2} \sin \beta_{C_1} + a_{C_2C_3}^k \sin \beta_{C_2C_3k} - a_{C_2} \sin \beta_{C_3} - a_{C_2C_3}^k \sin \beta_{C_2C_3k}))$
5	СИСТЕМА (2, A(2, 2), C(2)); $y_1, y_2$
6	UGL 4 ( $\Phi_3 + \pi/2, \pi, y_1; \beta_{C_2C_3r}$ )

№  
п/п

Формулы и операторные функции

- 7 UGL 4 ( $\varphi_1, \pi, y_2; \beta_{C_2C_1r}$ )  
 8  $a_{C_2C_3}^r = |y_1|; a_{C_2C_1}^r = |y_2|$   
 9 SMVKT ( $a_{C_3}, \beta_{C_3}, a_{C_2C_3}^k, \beta_{C_2C_3k}; a, \beta$ )  
 10 SMVKT ( $a, \beta, a_{C_2C_3}^r, \beta_{C_2C_3r}; a_{C_2}, \beta_{C_2}$ )

USKR 5 ( $x_C, y_C, x_V, y_V, \varphi_1, \omega_1, \varepsilon_1, \theta_2, a_{C_3}, \beta_{C_3}, a_{C_2C_1}^k, \beta_{C_2C_1k}, a_{C_2C_3}^k, \beta_{C_2C_3k}; a_{C_2C_3}^r, \beta_{C_2C_3r}, a_{C_2C_1}^r, \beta_{C_2C_1r}, a_{C_2}, \beta_{C_2}$ )

## IV.14.

SUBROUTINE DUSKR5(XC3, YC3, XVM, YVM, FIM, WM, EM, T2, AC3,  
 \*BC3, AC2MK, BC2MK, AC23K, BC23K, AAA, AC2C3R, BC2C3R, AC2CMR,  
 \*BC2CMR, AC2, BC2)

C ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСКОРЕНИЙ ЗВЕНЬЕВ СТРУКТУРНОЙ ГРУППЫ  
 C 5-ГО ВИДА.

C XC3, YC3, AC3, BC3 — КООРДИНАТЫ, ВЕКТОР УСКОРЕНИЯ И ЕГО  
 C НАПРАВЛЯЮЩИЙ УГОЛ, FIM, WM, EM — ЗАКОН ДВИЖЕНИЯ

C ЗВЕНА M.

C XVM, YVM — КООРДИНАТЫ МГНОВЕННОГО ЦЕНТРА ВРАЩЕНИЯ  
 C ЗВЕНА M.

C AC2MK, AC23K — ВЕКТОРЫ КОРИОЛИСОВЫХ УСКОРЕНИЙ.

C BC2MK, BC23K — ИХ НАПРАВЛЯЮЩИЕ УГЛЫ.

C T2 — УГЛОВОЙ РАЗМЕР ЗВЕНА 2.

COMMON/PRMTR/PI, PID2

DIMENSION X(2, 2), Y(2)

ACM = SQRT((XC3 - XVM) \*\* 2 + (YC3 - YVM) \*\* 2) \* SQRT(WM \*  
 \*4 + EM \*\* 2)

IF(EM. EQ. 0.0)GO TO 1

DLT = PID2 + ATAN(WM \*\* 2/ABS(EM))

GO TO 2

1 DLT = PID2

2 BCM = DUGL3(DUGL2(XVM, YVM, XC3, YC3), PID2 + DLT, EM)

X(1, 1) = COS(FIM + T2)

X(1, 2) = -COS(FIM)

X(2, 1) = SIN(FIM + T2)

X(2, 2) = -SIN(FIM)

Y(1) = ACM \* COS(BCM) + AC2MK \* COS(BC2MK) - AC3 \* COS(BC3) -  
 \*AC23K \* COS(BC23K)

Y(2) = ACM \* SIN(BCM) + AC2MK \* SIN(BC2MK) - AC3 \* SIN(BC3) -  
 \*AC23K \* SIN(BC23K)

CALL GELG(Y, X, 2, 1, 0.0001, IER)

BC2C3R = DUGL4(FIM + T2, PI, Y(1))

AC2C3R = ABS(Y(1))

BC2CMR = DUGL4(FIM, PI, Y(2))

AC2CMR = ABS(Y(2))

CALL DSMVKT(AC3, BC3, AC23K, BC23K, A, B)

CALL DSMVKT(A, B, AC2C3R, BC2C3R, AC2, BC2)

RETURN

END

#### 4.5. Алгоритмы кинематического расчета многосвязных механизмов с низшими кинематическими парами и их реализация

Операторные функции, составленные для определения перемещений, скоростей и ускорений звеньев структурных групп, позволяют предельно упростить структуру алгоритмов. Например, алгоритм определения перемещений и скоростей звеньев механизма, приведенного на рис. 3, при применении операторных функций для структурных групп имеет более простую структуру, чем приведенный в п. 1.4:

1.  $x_A = l_1 \cos \varphi_1; \quad y_A = l_1 \sin \varphi_1;$
2. PRM1 ( $x_A, y_A, l_0, 0, l_2, l_3, -1; \varphi_2, \varphi_3, x_B, y_B$ );
3.  $x_D = x_B + l_{BD} \cos(\varphi_2 + (\pi - \nu)); \quad y_D = y_B + l_{BD} \sin(\varphi_2 +$   
 $+ (\pi - \nu));$
4.  $v_A = |\omega_1| l_1; \quad \text{UGL3}(\varphi_1, \pi/2, \omega_1; \alpha_A);$
5. SKOR1 ( $l_2, \varphi_2, l_3, \varphi_3, v_A, \alpha_A, 0, 0; v_{BA}, \alpha_{BA}, v_{BC}, \alpha_{BC}, v_B, \alpha_B,$   
 $\omega_2, \omega_3$ );
6. SMVKT ( $v_{BC}, \alpha_{BC}, |\omega_2| l_{BD}, \text{UGL3}(\varphi_2 + (\pi - \nu), \pi/2, \omega_2;$   
 $\alpha_{DB}); v_D, \alpha_D$ ).

Введение операторных функций, описывающих алгоритмы определения перемещений, скоростей и ускорений звеньев структурных групп, позволяет проводить кинематический расчет многосвязных механизмов, последовательно переходя от одной структурной группы к другой. При этом порядок расчета будет соответствовать последовательности структурного синтеза механизма. Так как механизм образуется последовательным присоединением к входным звеньям и стойке структурных групп, то при известной кинематике входных звеньев можно определить координаты, скорости и ускорения элементов кинематических пар, которыми звенья группы присоединяются к ним. После обращения к операторным функциям кинематического расчета звеньев первой структурной группы и их реализации все параметры, характеризующие их кинематику, известны. Это дает возможность определить координаты, скорости и ускорения элементов кинематических пар в местах присоединения к звеньям этой группы звеньев следующих структурных групп. Такой метод позволяет предельно формализовать процесс кинематического расчета механизмов, сделав его одинаковым по трудоемкости для любого количества структурных групп в кинематической цепи механизма.

Рассмотрим структуру алгоритма кинематического расчета механизма, приведенного на рис. 29. Механизм включает структурные группы всех пяти видов. Кинематической парой *A* к входному звену *1* присоединено звено *2* структурной группы первого вида, звено *3* которой образует со стойкой кинематическую пару *F*.

К звену 3 кинематическими парами С и Н присоединены группы соответственно второго и пятого видов. Входное звено 1 образует кинематическую пару М со звеном 8 структурной группы третьего вида, звено 9 которой образует со стойкой вращательную кинематическую пару  $O_1$ , а парой Р соединяется со звеном 10 группы четвертого вида.



Рис. 29. Механизм со структурными группами второго класса пяти видов

Поместим начало неподвижной координатной системы в точку  $O$ . Положение входного звена 1 будет определено углом  $\varphi_1$ . Звенья 2 и 3 образуют структурную группу первого вида. Для определения углов  $\varphi_2$  и  $\varphi_3$ , определяющих положения звеньев 2 и 3, и координат точки  $B$  обратимся к операторной функции перемещений группы данного вида, предварительно определив координаты точки  $A$ :

$$1. x_A = l_{OA} \cos \varphi_1; \quad 2. y_A = l_{OA} \sin \varphi_1.$$

$$3. \text{PRM1}(x_A, y_A, l_{OF}, 0, l_{AB}, l_{FB}, -1; \varphi_2, \varphi_3, x_B, y_B).$$

Аналогично определим угловые и линейные координаты других звеньев и их характерных точек, обращаясь к соответствующим операторным функциям:

$$4. x_C = l_{FC} \cos \varphi_3 + l_{OF}; \quad 5. y_C = l_{FC} \sin \varphi_3;$$

$$6. \text{PRM2}(x_C, y_C, 0, a, 0, l_{CD}, 0, 0; x_D, y_D, \varphi_4);$$

$$7. x_H = l_{FH} \cos \varphi_3 + l_{OF}; \quad 8. y_H = l_{FH} \sin \varphi_3;$$

$$9. x_M = l_{OM} \cos(\varphi_1 + \pi); \quad 10. y_M = l_{OM} \sin(\varphi_1 + \pi);$$

$$11. \text{PRM3}(x_M, y_M, 0, -c, 0, 0, 1; l_{O,M}, \varphi_9, \varphi_{O,M});$$

$$12. \text{PRM4}(0, -c, 0, -c, \varphi_9, 0, 0, 0, -(c+d), 0, 0, 0, 0, 0);$$

$$x_P, y_P, l_{O,P}, \varphi_{O,P}, R, \varphi).$$

Для определения скоростей и ускорений звеньев воспользуемся операторными функциями типа SKOR и USKR. Направляющие углы векторов скоростей и ускорений точек присоединительных элементов структурных групп определим через операторные функции, рассмотренные в пп. 4.3 и 4.4.

Расчет скоростей звеньев 2 и 3:

$$13. \text{SKOR1}(l_{AB}, \varphi_2, l_{FB}, \varphi_3, |\omega_1| l_{OA}, \varphi_1 - \pi/2, 0, 0;$$

$$v_{BA}, \alpha_{BA}, v_{BF}, v_B, \alpha_B, \omega_2, \omega_3).$$

Имея значения выходных параметров операторной функции SKOR1, определим скорость точки  $C$  по модулю и направлению:

$$14. v_C = |\omega_3| l_{FC}; \quad 15. UGL3(\varphi_3, \pi/2, \omega_3; \alpha_C).$$

Тогда определим линейные и угловые скорости звеньев 4 и 5:

$$16. SKOR2(v_C, \alpha_C, 0, 0, l_{CD}, \varphi_4, 0; v_{DC}, \alpha_{DC}, v_{DE}, \alpha_{DE}, v_D, \alpha_D, \omega_4).$$

Для определения скоростей звеньев 6 и 7 через функцию все параметры известны. Тогда

$$17. SKOR5(x_H, y_H, 0, 0, 0, \pi/2, 0, |\omega_3| l_{FH}, UGL3(\varphi_3, \pi/2, \omega_3; \alpha_{FH}); v_{GH}, \alpha_{GH}, v_{GL}, \alpha_{GL}, v_G, \alpha_G).$$

Определим скорости звеньев 8 и 9 через функцию SKOR3, после чего получим необходимые данные для обращения к функции SKOR4:

$$18. SKOR3(x_M, y_M, 0, -c, |\omega_1| l_{O_1M}, \varphi_1 + \pi/2, 0, 0, \varphi_9; v_{NM}, \alpha_{NM}, v_{NO_1}, \alpha_{NO_1}, v_N, \alpha_N, \omega_9);$$

$$19. SKOR4(l_{O_1P}, \varphi_{O_1P}, \varphi_9, R, \varphi, 0, \omega_9, 0; v_{PM}, \alpha_{PM}, v_{PN}, \alpha_{PN}, v_P, \alpha_P).$$

Аналогично рассчитываются ускорения звеньев механизма:

$$20. USKR1(\omega_1^2 l_{OA}, \varphi_1 - \pi, 0, 0, l_{AB}, \varphi_2, l_{FB}, \varphi_3, \omega_2, \omega_3; a_{BA}^t, \beta_{BA}^t, a_{BF}^t, \beta_{BF}^t, a_B, \beta_B, \varepsilon_2, \varepsilon_3);$$

$$21. a_C = l_{FC} \sqrt{\omega_3^4 + \varepsilon_3^2};$$

$$22. UGL3(\varphi_3, \pi - \arctg(|\varepsilon_3|/\omega_3^2), \varepsilon_3; \beta_C);$$

$$23. USKR2(a_C, \beta_C, 0, 0, 0, 0, l_{CD}, \varphi_4, \omega_4, 0; a_{DC}^t, \beta_{DC}^t; a_{DE}, \beta_{DE}, \varepsilon_4, \alpha_D, \beta_D);$$

$$24. USKR5(x_H, y_H, 0, 0, 0, 0, 0, \pi/2, l_{FG} \sqrt{\omega_3^4 + \varepsilon_3^2}, \beta_C, 0, 0, 0, 0; a_{GH}, \beta_{GH}, a_{GL}, \beta_{GL}, a_G, \beta_G);$$

$$25. USKR3(\omega_1^2 l_{OM}, \varphi_1, 0, 0, \varphi_9, \omega_9, l_{O_1M}, \varphi_{O_1M}, 2v_{NM}) | \omega_9 |,$$

$$UGL3(\alpha_{NM}, \pi/2, \omega_9; \beta_k); a_{NM}, \beta_{NM}, a_{NO_1}^t, \beta_{NO_1}^t, \varepsilon_9, a_N, \beta_N);$$

$$26. USKR4(l_{O_1P}, \varphi_{O_1P}, 0, 0, 0, \omega_9, \varepsilon_9, 0, 0, 2v_{PM} | \varepsilon_9 |,$$

$$UGL3(\alpha_{PM}, \pi/2, \omega_9; \beta_k), 0, 0; a_{PR}, \beta_{PR}, a_{PS}, \beta_{PS}, a_P, \beta_P).$$

Полученный алгоритм позволяет определить все необходимые кинематические параметры звеньев механизма для любого значения  $\varphi_1$ .

Рассмотрим структуру программы (IV.15) реализации алгоритма кинематического расчета рассматриваемого механизма.

IV.15.

COMMON/PRMTR/PI, PID2  
C ОТЛАДКА ПРОГРАММЫ КИНЕМАТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА МЕХАНИЗМА  
C ГРУППАМИ ВСЕХ ПЯТИ ВИДОВ

DATA ROA, RAB, RBF, RCF, RFG, RGD, ROM, A, B, C, D, RFS3, RFS4,  
\*ROI59, WI

```

*/0.22, 0.45, 0.35, 0.5, 0.7, 0.58, 0.3, 0.2, 0.77, 0.62, 0.27, 0.17, 0.2,
*0.15, 2.0/, AAA/5.0/, ROF/0.42/, Q5/100.0/, Q2/50.0/
PI = 3.14159
PID2 = PI/2.0
DFI = 2.0 * PI/24.0
FI = DFI
5 FI = FI - DFI
IF(FI. LT. (-6.3))GO TO 53
6 YA = ROA * SIN(FI)
XA = ROA * COS(FI)
CALL DPRM1(XA, YA, ROF, 0.0, RAB, RBF -1.0, AAA, F12, F13, XB, YB)
XC = RCF * COS(FI3) + ROF
YC = RCF * SIN(FI3)
CALL DPRM2(XC, YC, 0.0, A, 0.0, RCD, 0.0, 0.0, AAA, XD, Y, F14)
XH = RFG * COS(FI3) + ROF
YH = RFG * SIN(FI3)
XM = ROM * COS(FI + PI)
YM = ROM * SIN(FI + PI)
CALL DPRM3(XM, YM, 0.0, -C, 0.0, 0.0, 1.0, AAA, RO1M, F19, FIO1M,
CALL DPRM4(0.0, -C, 0.0, -C, F19, 0.0, 0.0, 0.0, -(C + D), 0.0, 0.0,
*0.0, 0.0, 0.0, AAA, XP, YP, RO1P, FIO1P, RV, FV)
CALL DSKOR1(RAB, F12, RBF, F13, W1 * ROA, FI - PID2, 0.0, 0.0,
*AAA, VBA, ALBA, VBF, ALBF, VB, ALB, W2, W3)
VC = ABS(W3) * RCF
ALC = DUGL3(FI3, PID2, W3)
CALL DSKOR2(VC, ALC, 0.0, 0.0, RCD, F14, 0.0, AAA, VDC, ALDC,
*VDE, ALDE, VD, ALD, W4)
CALL DSKOR5(XH, YH, 0.0, 0.0, 0.0, PID2, 0.0, ABS(W3) * RFG,
*DUGL3(FI3, PID2, W3), AAA, VGH, ALGH, VGL, ALGL, VG, ALG)
CALL DSKOR3(XM, YM, 0.0, -C, W1 * ROM, FI + PID2, 0.0, 0.0,
*F19, AAA, VNM, ALNM, VNO1, ALNO1, VN, ALN, W9)
CALL DSKOR4(RO1P, FIO1P, F19, RV, FV, 0.0, W9, 0.0, AAA, VPM,
*ALPM, VPM, ALPN, VP, ALP)
CALL DUSKR1(W1 ** 2 * ROA, FI - PI, 0.0, 0.0, RAB, F12, RBF, F13,
*W2, W3, AA, ABAT, BBAT, ABFT, BBFT, AB, BB, E2, E3)
AC = RCF * SQRT(W3 ** 4 + E3 ** 2)
BC = DUGL3(FI3, PI - ATAN(ABS(E3)/W3 ** 2), E3)
CALL DUSKR2(AC, BC, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, RCD, F14, W4, 0.0, AAA,
*ADCT, BDCT, ADE, BDE, E4, AD, BD)
CALL DUSKR5(XH, YH, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, PID2, RFG * SQRT*
*(W3 ** 4 + E3, BC, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, AAA, AGH, BGH, AGL, BGL, AG, BG)
CALL DUSKR3(W1 ** 2 * ROM, FI, 0.0, 0.0, F19, W9, RO1M, FIO1M,*
*2.0 VNM * A(W9), DUGL3(ALNM, PID2, W9), AAA, ANM, BNM, ANOIT,
*BNOIT, E9, AN, BN)
CALL DUSKR4(RO1P, FIO1P, FIO1P, 0.0, 0.0, 0.0, W9, E9, 0.0, 0.0,*
*2.0 VPM * ABS(W9), DUGL3(ALPM, PID2, W9), 0.0, 0.0, AAA, APR,
*BPR, APS, AP, BP)
PRINT 10, FI, F12, F13, XB, YB, XD, F14, RO1M, F19, XP, RO1P, FIO1P
10 FORMAT(1X, 12F9.4)
PRINT 11, FI, VBA, ALBA, VB, ALB, W2, W3, VDC, ALDC, VD, ALD, W4
PRINT 11, FI, ANM, BNM, E9, AN, BN, APR, BPR, AP, BP, ANOIT, BNOIT
PRINT 11, FI, AB, BB, E2, E3, E4, AD, BD, AGH, BGH, AG, BG
11 FORMAT(1X, 12F10.3)
PRINT 12, FI, VGH, ALGH, VG, ALG, VNM, ALNM, VN, ALN, W9, VPM,
*ALPM, VP, A
12 FORMAT(1X, 14F8.3)
GO TO 5
53 STOP
END

```

В начале программы оператором COMMON обозначим общую для главной программы и подпрограмм область, в которую поместим переменные PI и PID2, значения которых соответствуют  $\pi = 3,14159$  и  $\pi/2$ . Оператором DATA обеспечим ввод в программу исходных данных. Смысл переменных в операторе понятен из рис. 29 при соблюдении символики обозначений, приведенной в табл. 1. Переменная DFI определяет шаг изменения переменной FI, обозначающей угол  $\varphi_1$  и определяющей положение входного звена механизма. Оператор с меткой 5 и следующий за ним оператор IF формируют цикл вычислений при изменении значения FI. При FI, меньшем  $(-6,3)$ , что соответствует  $\varphi_1 < -2\pi$ , вычисления прекращаются, так как управление передается на оператор STOP, имеющий метку 53. Начиная с оператора с меткой 6 до первого оператора PRINT реализуются зависимости рассмотренного выше алгоритма. Операторы PRINT и FORMAT управляют выводом полученных значений переменных на печатающее устройство.

Операторные функции типа PRM, SKOR и USKR позволяют отдельно решать задачи определения перемещений, скоростей и ускорений звеньев структурных групп. В ряде случаев требуется получать сразу всю информацию по кинематике звеньев. В этом случае удобнее применять программы реализации операторных функций типа KNMA, описанных в учебнике [1]. Ниже приведены подпрограммы реализаций этих функций, обозначенные идентификаторами DKNMA $\square$  с подстановкой номера вида группы вместо символа « $\square$ ». По своей сути алгоритмы, реализуемые этими программами, объединяют алгоритмы функций PRM, SKOR и USKR, но в частности имеются существенные различия.

#### IV.16.

```
SUBROUTINE DKNMA1(XA, YA, XC, YC, RZ2, RZ3, VA, ALA, VC, ALC,
*AA, BA, AC, BC, P, ANALOG, XB, YB, FI2, FI3, VBA, ALBA, VBC, ALBC,
*VB, ALB, W2, W3, ABCN, ABAN, AVAT, BVAT, AVCT, BVCT, AB, VB, E2,
*E3)
```

```
COMMON /PRMTR/PI, PID2
```

С ПАРАМЕТРЫ В ОПЕРАТОРЕ ДО ПЕРЕМЕННОЙ ANALOG ДОЛЖНЫ  
 С БЫТЬ ОПИСАНЫ ДО ОБРАЩЕНИЯ К ПОДПРОГРАММЕ, ПОСЛЕ  
 С ПЕРЕМЕННОЙ — РЕЗУЛЬТАТ РАБОТЫ ПОДПРОГРАММЫ.  
 С XA, YA, XB, YB, XC, YC — КООРДИНАТЫ ЦЕНТРОВ ШАРНИРОВ  
 С КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАР.  
 С VA, ALA, AA, BA — МОДУЛИ И НАПРАВЛЯЮЩИЕ УГЛЫ ВЕКТОРОВ  
 С СКОРОСТИ И УСКОРЕНИЯ ТОЧКИ A.  
 С ДЛЯ ДРУГИХ ТОЧЕК — АНАЛОГИЧНО.  
 С N И T — ИНДЕКСЫ НОРМАЛЬНОЙ И ТАНГЕНЦИАЛЬНОЙ  
 С СОСТАВЛЯЮЩИХ ВЕКТОРА УСКОРЕНИЯ.  
 С W И E — УГЛОВАЯ СКОРОСТЬ И УГЛОВОЕ УСКОРЕНИЕ.  
 С RZ — РАССТОЯНИЕ МЕЖДУ ЦЕНТРАМИ ШАРНИРОВ.  
 С ИСПОЛЬЗУЮТСЯ ПОДПРОГРАММЫ UGL1, UGL2, UGL3, UGL5, OMEGA,  
 С GELG.

```
DIMENSION X(2,2), Y(2)
```

```
RAC = SQRT((XA - XC) ** 2 + (YA - YC) ** 2)
```

```
DX = XC - XA
```

```
FI = ATAN((YC - YA)/DX)
```

```
FIK = DUGL1(YC, YA, DX, FI) - PI/2.0
```

```
UGBAC = ARCOS((RZ2 ** 2 + RAC ** 2 - RZ3 ** 2)/2.0/RZ2/RAC)
```

```
XB1 = P * RZ2 * SIN(UGBAC)
```

```

YB1 = RAC - RZ2 * COS(UGBAC)
XB = XB1 * COS(FIK) - YB1 * SIN(FIK) + XC
YB = XB1 * SIN(FIK) + YB1 * COS(FIK) + YC
FI2 = DUGL2(XA, YA, XB, YB)
FI3 = DUGL2(XC, YC, XB, YB)
X(1,1) = COS(FI2 + PI/2.0)
X(1,2) = -COS(FI3 + PI/2.0)
X(2,1) = SIN(FI2 + PI/2.0)
X(2,2) = -SIN(FI3 + PI/2.0)
Y(1) = VC * COS(ALC) - VA * COS(ALA)
Y(2) = VC * SIN(ALC) - VA * SIN(ALA)
CALL GELG(Y, X, 2,1, 0.0001, IER)
ALBA = DUGL3(FI2, PI/2.0, Y(1))
ALBC = DUGL3(FI3, PI/2.0, Y(2))
VBA = ABS(Y(1))
VBC = ABS(Y(2))
PRX = VA * COS(ALA) + VBA * COS(ALBA)
PRY = VA * SIN(ALA) + VBA * SIN(ALBA)
VB = SQRT(PRX ** 2 + PRY ** 2)
ALB = DUGL5(PRX, PRY)
W2 = DOMEGA(RZ2, VBA, (ALBA - FI2))
W3 = DOMEGA(RZ3, VBC, (ALBC - FI3))
IF(ANALOG. EQ. 1.0)RETURN
ABAN = W2 ** 2 * RZ2
ABCN = W3 ** 2 * RZ3
X(1,1) = COS(FI2 + PI/2.0)
X(1,2) = -COS(FI3 + PI/2.0)
X(2,1) = SIN(FI2 + PI/2.0)
X(2,2) = -SIN(FI3 + PI/2.0)
Y(1) = AC * COS(BC) + ABCN * COS(FI3 + PI) - AA * COS(BA) -
*ABAN * COS(FI2 + PI)
Y(2) = AC * SIN(BC) + ABCN * SIN(FI3 + PI) - AA * SIN(BA) -
*ABAN * SIN(FI2 + PI)
CALL GELG(Y, X, 2,1, 0.0001, IER)
BBAT = DUGL3(FI2, PI/2.0, Y(1))
BBCT = DUGL3(FI3, PI/2.0, Y(2))
ABAT = ABS(Y(1))
ABCT = ABS(Y(2))
PRX = AA * COS(BA) + ABAN * COS(FI2 + PI) + ABAT * COS(BBAT)
PRY = AA * SIN(BA) + ABAN * SIN(FI2 + PI) + ABAT * SIN(BBAT)
AB = SQRT(PRX ** 2 + PRY ** 2)
BB = DUGL5(PRX, PRY)
E2 = DOMEGA(RZ2, ABAT, (BBAT - FI2))
E3 = DOMEGA(RZ3, ABCT, (BBCT - FI3))
RETURN
END

```

#### IV.17.

```

SUBROUTINE DKNMA2(XA, YA, XK, YK, FIM, RZ2, RZ3, ETA, VA, ALA,
*WM, VBM, ALBM, AA, BA, ABM, BBM, P, ANALOG, XB, YB, FI2, VBA,
*ALBA, VBBM, ALBBM, VB, ALB, W2, ABAN, ABK, BBK, ABAT, BBAT,
*ABBM, VBBM, AB, VB, E2)
COMMON/PRMTR/PI, PID2

```

С ПАРАМЕТРЫ В ОПЕРАТОРЕ ДО ПЕРЕМЕННОЙ ANALOG ДОЛЖНЫ  
С БЫТЬ ОПИСАНЫ ДО ОБРАЩЕНИЯ К ПОДПРОГРАММЕ.  
С ПОСЛЕ ПЕРЕМЕННОЙ — РЕЗУЛЬТАТ РАБОТЫ ПОДПРОГРАММЫ.  
С XA, YA — КООРДИНАТЫ ЦЕНТРОВ ШАРНИРОВ КИНЕМАТИЧЕСКИХ  
С ПАР XK, YK — КООРДИНАТЫ ТОЧКИ ПЕРЕСЕЧЕНИЯ ОСЕЙ  
С НАПРАВЛЯЮЩЕЙ И ДВИЖУЩЕГОСЯ ОТНОСИТЕЛЬНО НЕЕ ЗВЕНА.  
С FIM — УГОЛ, ОБРАЗОВАННЫЙ ОСЬЮ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ.



С VA, ALA, AA, BA — МОДУЛИ И НАПРАВЛЯЮЩИЕ УГЛЫ ВЕКТОРОВ  
 С СКОРОСТИ И УСКОРЕНИЯ ТОЧКИ А. ДЛЯ ДРУГИХ ТОЧЕК —  
 С АНАЛОГИЧНО.  
 С M — ИНДЕКС ЗВЕНА, НА КОТОРОМ ЗАКРЕПЛЕНА НАПРАВЛЯЮЩАЯ  
 С N, T, K — ИНДЕКСЫ НОРМАЛЬНОЙ, ТАНГЕНЦИАЛЬНОЙ И  
 С КОРИОЛИСОВОЙ СОСТАВЛЯЮЩИХ ВЕКТОРА УСКОРЕНИЯ.  
 С W И E — УГЛОВАЯ СКОРОСТЬ И УГЛОВОЕ УСКОРЕНИЕ.  
 С RZ, ETA — ЛИНЕЙНЫЕ И УГЛОВЫЕ РАЗМЕРЫ ЗВЕНА.

```

DIMENSION X(2,2), Y(2)
UK1 = TAN(FIM)
XO1 = ((XA + UK1 ** 2 * XK) - UK1 * (YK - YA))/(UK1 ** 2 + 1.0)
YO1 = ((YK + UK1 ** 2 * YA) - UK1 * (XK - XA))/(UK1 ** 2 + 1.0)
DX = XO1 - XA
FIK = DUGL1(YO1, YA, DX, (FIM - PI/2.0))
AO1 = SQRT((YA - YO1) ** 2 + (XA - XO1) ** 2)
YB1 = RZ3 * SIN(ETA)
XB1 = P * RZ2 * SIN((ARCOS((SIGN(AO1, (FIK - FIM)) - YB1)/RZ2)))
FIK = FIM
XB = XB1 * COS(FIK) - YB1 * SIN(FIK) + XO1
YB = XB1 * SIN(FIK) + YB1 * COS(FIK) + YO1
FI2 = DUGL2(XA, YA, XB, YB)
X(1,1) = COS(FI2 + PI/2.0)
X(1,2) = -COS(FIM)
X(2,1) = SIN(FI2 + PI/2.0)
X(2,2) = -SIN(FIM)
Y(1) = VBM * COS(ALBM) - VA * COS(ALA)
Y(2) = VBM * SIN(ALBM) - VA * SIN(ALA)
CALL GELG(Y, X, 2, 1, 0.0001, IER)
VBA = ABS(Y(1))
ALBA = DUGL3(FI2, (PI/2.0), Y(1))
VBBM = ABS(Y(2))
ALBBM = DUGL4(FIM, PI, Y(2))
VBX = VA * COS(ALA) + VBA * COS(ALBA)
VBY = VA * SIN(ALA) + VBA * SIN(ALBA)
VB = SQRT(VBX ** 2 + VBY ** 2)
ALB = DUGL5(VBX, VBY)
W2 = DOMEGA(RZ2, VBA, (ALBA - FI2))
IF(ANALOG, EQ, 1.0) RETURN
ABAN = W2 ** 2 * RZ2
ABK = 2.0 * VBBM * ABS(WM)
BBK = DUGL3(ALBBM, (PI/2.0), WM)
X(1,1) = COS(ALBA)
X(1,2) = -COS(ALBBM)
X(2,1) = SIN(ALBA)
X(2,2) = -SIN(ALBBM)
Y(1) = ABM * COS(BBM) + ABK * COS(BBK) - AA ** COS(BA) -
*ABAN * COS(FI2 + PI)
Y(2) = ABM * SIN(BBM) + ABK * SIN(BBK) - AA * SIN(BA) -
*ABAN * SIN(FI2 + PI)
CALL GELG(Y, X, 2, 1, 0.0001, IER)
ABAT = ABS(Y(1))
BBAT = DUGL4(ALBA, PI, Y(1))
ABBM = ABS(Y(2))
BBBM = DUGL4(ALBBM, PI, Y(2))
ABX = ABM * COS(BBM) + ABK * COS(BBK) + ABBM * COS(BBBM)
ABY = ABM * SIN(BBM) + ABK * SIN(BBK) + ABBM * SIN(BBBM)
AE = SQRT(ABX ** 2 + ABY ** 2)
BB = DUGL5(ABX, ABY)
E2 = DOMEGA(RZ2, ABAT, (BBAT - FI2))
RETURN
END
  
```

## IV.18.

```

SUBROUTINE DKNMA3(XA, YA, XC, YC, RZ2, ETA, VA, ALA, VC, ALC,
*AA, BA, AC, BC, P, ANALOG, XB, YB, RZBC, FI3, VAR,
*ALAC, W3, VA3, ALA3, AAK, BAK, AAR, BAR, AACT, BACT,
*AA3, BA3, E3, AACN)
COMMON/PRMTR/PI, PID2
С ПАРАМЕТРЫ В ОПЕРАТОРЕ ДО ПЕРЕМЕННОЙ ANALOG ДОЛЖНЫ
С БЫТЬ ОПРЕДЕЛЕНЫ ДО ОБРАЩЕНИЯ К ПОДПРОГРАММЕ.
С ПОСЛЕ НЕЕ — РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ ПОДПРОГРАММЫ.
С XA, YA, VA, ALA, AA, BA — КООРДИНАТЫ ЦЕНТРА ШАРНИРА
С КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПАРЫ А, МОДУЛИ И НАПРАВЛЯЮЩИЕ УГЛЫ
С ВЕКТОРОВ СКОРОСТИ И УСКОРЕНИЯ ЭТОЙ ТОЧКИ.
С ДЛЯ ДРУГИХ ТОЧЕК ОБОЗНАЧЕНИЯ АНАЛОГИЧНЫ.
С RZ — ИНДЕКС ЛИНЕЙНОГО РАЗМЕРА, ETA — ИНДЕКС УГЛОВОГО
С РАЗМЕРА.
С FI — УГОЛ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЙ ПОЛОЖЕНИЕ ЗВЕНА.
С N, T, K — ИНДЕКСЫ НОРМАЛЬНОЙ, ТАНГЕНЦИАЛЬНОЙ И
С КОРИОЛИСОВОЙ СОСТАВЛЯЮЩИХ ВЕКТОРА УСКОРЕНИЯ.
С W, E — ИНДЕКСЫ УГЛОВОЙ СКОРОСТИ И УГЛОВОГО УСКОРЕНИЯ.
DIMENSION X(2,2), Y(2)
RAC = SQRT((XA - XC) ** 2 + (YA - YC) ** 2)
FI = ATAN((YC - YA)/(XC - XA))
DX = XA - XC
FIK = DUGL1(YA, YC, DX, FI)
UGBAC = PI - ETA - ARSIN(RZ2/RAC * SIN(ETA))
XB1 = RZ2 * COS(UGBAC)
YB1 = P * RZ2 * SIN(UGBAC)
XB = XB1 * COS(FIK) - YB1 * SIN(FIK) + XA
YB = XB1 * SIN(FIK) + YB1 * COS(FIK) + YA
RZBC = SQRT((YB - YC) ** 2 + (XB - XC) ** 2)
FI3 = DUGL2(XC, YC, XB, YB)
X(1,1) = COS(FI3)
X(1,2) = -COS((FIK + PI) + PID2)
X(2,1) = SIN(FI3)
X(2,2) = -SIN((FIK + PI) + PID2)
Y(1) = VC * COS(ALC) - VA * COS(ALA)
Y(2) = VC * SIN(ALC) - VA * SIN(ALA)
CALL GELG(Y, X, 2, 1, 0.0001, IER)
VAR = ABS(Y(1))
ALAR = DUGL4(FI3, PI, Y(1))
VAC = ABS(Y(2))
ALAC = DUGL3((FIK + PI), PID2, Y(2))
W3 = OMEGA(RAC, VAC, (ALAC - (FIK + PI)))
PRX = VC * COS(ALC) + VAC * COS(ALAC)
PRY = VC * SIN(ALC) + VAC * SIN(ALAC)
VA3 = SQRT(PRX ** 2 + PRY ** 2)
ALA3 = DUGL5(PRX, PRY)
IF(ANALOG. EQ. 1.0) RETURN
AAK = 2.0 * VAR * ABS(W3)
BAK = DUGL3(ALAR, PID2, W3)
AACN = W3 ** 2 * RAC
X(1.1) = COS(ALAR)
X(1.2) = -COS((FIK + PI) + PID2)
X(2.1) = SIN(ALAR)
X(2.2) = -SIN((FIK + PI) + PID2)
Y(1) = AC * COS(BC) + AACN * COS(FIK) - AA * COS(BA) - AAK *
* COS(BAK)
Y(2) = AC * SIN(BC) + AACN * SIN(FIK) - AA * SIN(BA) - AAK *
* SIN(BAK)
CALL GELG(Y, X, 2, 1, 0.0001, IER)
AAR = ABS(Y(1))

```

```

BAR = DUGL4(ALAR, PID2, Y(1))
AACT = ABS(Y(2))
BACT = DUGL3((FIK + PI), PID2, Y(2))
AA3X = AA * COS(BA) + AAK * COS(BAK) + AAR * COS(BAR)
AA3Y = AA * SIN(BA) + AAK * SIN(BAK) + AAR * SIN(BAR)
AA3 = SQRT(AA3X ** 2 + AA3Y ** 2)
BA3 = DUGL5(AA3X, AA3Y)
E3 = OMEGA(RAC, AACT, (BACT - (FIK + PI)))
RETURN
END

```

#### IV.19.

```

SUBROUTINE DKNMA4(FIM, XA, YA, FIN, XC, YC, RZ2, ETA2, RZ3
*ETA3, WM, MN, EM, EN, ANALOG, XB, YB, VB2R, ALB2R, VB3R, ALB3R,
*VB, ALB, AB2K, BB2K, AB3K, BB3K, AB2R, BB2R, AB3R, BB3R, AB, BB
COMMON/PRMTR/PI, PID2
С ПАМАЕТРЫ В ОПЕРАТОРЕ ДО ПЕРЕМЕННОЙ ANALOG ДОЛЖНЫ
С БЫТЬ ОПРЕДЕЛЕННЫ ДО ОБРАЩЕНИЯ К ПОДПРОГРАММЕ.
С ПОСЛЕ НЕЕ — РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ ПОДПРОГРАММЫ.
С FIM, FIN — УГЛЫ ОРИЕНТАЦИИ НАПРАВЛЯЮЩИХ,
С ЗАКРЕПЛЕННЫХ НА ЗВЕНЬЯХ М, N.
С ЗАКОНЫ ДВИЖЕНИЯ ЭТИХ ЗВЕНЬЕВ ЗАДАЮТСЯ ЗНАЧЕНИЯМИ
С УГЛОВОЙ СКОРОСТИ W И УГЛОВОГО УСКОРЕНИЯ E
С С СООТВЕТСТВУЮЩИМИ ИНДЕКСАМИ.
С XA, YA И XC, YC — КООРДИНАТЫ ТОЧЕК ПЕРЕСЕЧЕНИЯ ОСЕЙ
С НАПРАВЛЯЮЩИХ ЗВЕНЬЕВ M И N С ОСЯМИ ЗВЕНЬЕВ 2 И 3.
С ИЛИ ТОЧЕК ЛЕЖАЩИХ НА ОСЯХ НАПРАВЛЯЮЩИХ.
С RZ, ETA — ЛИНЕЙНЫЕ И УГЛОВЫЕ РАЗМЕРЫ ЗВЕНЬЕВ.
С С — ЦЕНТР ШАРНИРА ВНУТРЕННЕЙ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПАРЫ.
С R, K — ИНДЕКСЫ ОТНОСИТЕЛЬНОЙ И КОРИОЛИСОВОЙ
С СОСТАВЛЯЮЩИХ ВЕКТОРОВ.
DIMENSION X(2, 2), Y(2)
UK1 = TAN(FIM)
UK2 = TAN(FIN)
X(1,1) = 1.0
X(1,2) = -UK1
X(2,1) = 1.0
X(2,2) = -UK2
Y(1) = YA + RZ2 * SIN(ETA2)/COS(FIM) - UK1 * XA
Y(2) = YC + RZ3 * SIN(ETA3)/COS(FIN) - UK2 * XC
CALL GELG(Y, X, 2, 1, 0.0001, IER)
XB = Y(2)
YB = Y(1)
RAB = SQRT((XB - XA) ** 2 + (YB - YA) ** 2)
CB = SQRT((XB - XC) ** 2 + (YB - YC) ** 2)
FI2 = DUGL2(XA, YA, XB, YB)
FI3 = DUGL2(XC, YC, XB, YB)
VBM = ABS(WM) * RAB
ALBM = DUGL3(FI2, PID2, WM)
VBN = ABS(WN) * CB
ALBN = DUGL3(FI3, PID2, WN)
X(1,1) = COS(FIM)
X(1,2) = -COS(FIN)
X(2,1) = SIN(FIM)
X(2,2) = -SIN(FIN)
Y(1) = VBN * COS(ALBN) - VBM * COS(ALBM)
Y(2) = VBN * SIN(ALBN) - VBM * SIN(ALBM)
CALL GELG(Y, X, 2, 1, 0.0001, IER)
VB2R = ABS(Y(1))
ALB2R = DUGL4(FIM, PI, Y(1))

```

```

VB3R = ABS(Y(2))
ALB3R = DUGL4(FIN, PI, Y(2))
VBX = VBM * COS(ALBM) + VB2R * COS(ALB2R)
VBY = VBM * SIN(ALBM) + VB2R * SIN(ALB2R)
VB = SQRT(VBX ** 2 + VBY ** 2)
ALB = DUGL5(VBX, VBY)
IF(ANALOG. EQ. 1.0) RETURN
ABM = PAB * SQRT(WM ** 4 + EM ** 2)
ABN = CB * SQRT(WN ** 4 + EN ** 2)
IF(WN. EQ. 0.0)GO TO 5
BBN = DUGL3(FI3, (PI - ATAN(ABS(EN)/WN ** 2)), EN)
GO TO 6
5 BBN = 0.0
6 IF(WM. EQ. 0.0)GO TO 7
BBM = DUGL3(FI2, (PI - ATAN(ABS(EM)/WM ** 2)), EM)
GO TO 8
7 BBM = 0.0
8 AB2K = 2.0 * VB2R * ABS(WM)
AB3K = 2.0 * VB3R * ABS(WN)
BB2K = DUGL3(ALB2R, PID2, WM)
BB3K = DUGL3(ALB3R, PID2, WN)
X(1,1) = COS(ALB2R)
X(1,2) = -COS(ALB3R)
X(2,1) = SIN(ALB2R)
X(2,2) = -SIN(ALB3R)
Y(1) = ABN * COS(BBN) + AB3K * COS(BB3K) - ABM * COS(BBM) --
*AB2K * COS(BB2K)
Y(2) = ABN * SIN(BBN) + AB3K * SIN(BB3K) - ABM * SIN(BBM) -
*AB2K * SIN(BB2K)
CALL GELG(Y, X, 2, 1, 0.0001, IER)
AB2R = ABS(Y(1))
BB2R = DUGL4(ALB2R, PI, Y(1))
AB3R = ABS(Y(2))
BB3R = DUGL4(ALB3R, PI, Y(2))
ABX = ABM * COS(BBM) + AB2K * COS(BB2K) + AB2R * COS(BB2R)
ABY = ABM * SIN(BBM) + AB2K * SIN(BB2K) + AB2R * SIN(BB2R)
AB = SQRT(ABX ** 2 + ABY ** 2)
BB = DUGL5(VBX, VBY)
RETURN
END

```

#### IV.20.

```

SUBROUTINE DKNMA5(XA, YA, FIM, XC, YC, RZ3, ETA2, ETA3,
*XR, YR, WM, EM, VC3, ALC3, AC3, BC3, ANALOG, VC2C3, ALC2C3,
*VC2CM, ALC2CM, VC, AC, AC2C3K, BC2C3K, AC2CMK, BC2CMK,
*AC2C3R, BC2C3R, AC2CMR, BC2CMR, AC, BC)
COMMON/PRMTR/PI, PID2

```

С ПАРАМЕТРЫ В ОПЕРАТОРЕ ДО ПЕРЕМЕННОЙ ANALOG ДОЛЖНЫ БЫТЬ ОПРЕДЕЛЕННЫ ДО ОБРАЩЕНИЯ К ПОДПРОГРАММЕ, ПОСЛЕ С НЕЕ — РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ ПОДПРОГРАММЫ.

С FIM — УГОЛ ОРИЕНТАЦИИ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ, ЗАКРЕПЛЕННОЙ НА С ЗВЕНЕ М.

С A, XA, YA — ТОЧКА, ЛЕЖАЩАЯ НА ОСИ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ, И ЕЕ С КООРДИНАТЫ.

С С — ЦЕНТР ШАРНИРА ВРАЩАТЕЛЬНОЙ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПАРЫ, С КОТОРОЙ ЗВЕНО 3 ПРИСОЕДИНЯЕТСЯ К КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ЦЕПИ С МЕХАНИЗМА, XC, YC — ЕГО КООРДИНАТЫ.

С XR, YR — КООРДИНАТЫ МГНОВЕННОГО ЦЕНТРА ВРАЩЕНИЯ ЗВЕНА С М.

С ETA2, RZ3, ETA3 — ЛИНЕЙНЫЕ И УГЛОВЫЕ РАЗМЕРЫ ЗВЕНЬЕВ С 2 И 3.

С R, K — ИНДЕКСЫ ОТНОСИТЕЛЬНОЙ И КОРИОЛИСОВОЙ СОСТАВЛЯЮЩИХ ВЕКТОРОВ.

```
DIMENSION X(2,2), Y(2)
RC = SQRT((XC - XR) ** 2 + (YC - YR) ** 2)
VCM = ABS(WM) * RC
FIRC = DUGL2(RC, PID2, WM)
ALMC = DUGL3(FIRC, PID2, WM)
X(1,1) = COS(FIM + ETA2)
X(1,2) = -COS(FIM)
X(2,1) = SIN(FIM + ETA2)
X(2,2) = -SIN(FIM)
Y(1) = VCM * COS(ALCM) - VC3 * COS(ALC3)
Y(2) = VCM * SIN(ALCM) - VC3 * SIN(ALC3)
CALL GELG(Y, X, 2, 1, 0.0001, IER)
VC2C3 = ABS(Y(1))
ALC2C3 = DUGL4(FIM + ETA2), PI, Y(1))
VC2CM = ABS(Y(2))
ALC2CM = DUGL4(FIM, PI, Y(2))
CALL DSMVKT(VCM, ALCM, VC2CM, ALC2CM, VC, ALC)
IF(ANALOG. EQ. 1.0)RETURN
ACM = RC * SQRT(WM ** 4 + EM ** 2)
IF(EM. NE. 0.0)GO TO 1
BCM = 0.0
GO TO 2
1 BCM = DUGL3(FIRC, (PI - ATAN(EM/WM ** 2)), EM)
2 AC2C3K = 2.0 * VC2C3 * ABS(WM)
BC2C3K = DUGL3(ALC2C3, PID2, WM)
BC2CMK = DUGL3(ALC2CM, PID2, WM)
AC2CMK = 2.0 * VC2CM * ABS(WM)
X(1,1) = COS(ALC2C3)
X(1,2) = -COS(ALC2CM)
X(2,1) = SIN(ALC2C3)
X(2,2) = -SIN(ALC2CM)
Y(1) = ACM * COS(BCM) + AC2CMK * COS(BC2CMK) - AC3 * COS(BC3) -
* AC2C3K * COS(BC2C3K)
Y(2) = ACM * SIN(BCM) + AC2CMK * SIN(BC2CMK) - AC3 * SIN(BC3) -
* AC2C3K * SIN(BC2C3K)
CALL GELG(Y, X, 2, 1, 0.0001, IER)
AC2C3R = ABS(Y(1))
BC2C3R = DUGL4(ALC2C3, PI, Y(1))
AC2CMR = ABS(Y(2))
BC2CMR = DUGL4(ALC2CM, PI, Y(2))
CALL DSMVKT(ACM, BCM, AC2CMK, BC2CMK, A, B)
CALL DSMVKT(A, B, AC2CMR, BC2CMR, AC, BC)
RETURN
END
```

## Глава 5. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ И СИНТЕЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

### 5.1. Определение законов движения толкателей кулачковых механизмов

При решении задач анализа и синтеза по-разному определяют законы движения толкателей кулачковых механизмов. При синтезе механизма конструктор выбирает закон изменения ускорений толкателя, исходя из принципа безударной его работы [1]. Это достигается выбором такого звена, при котором график функции изме-

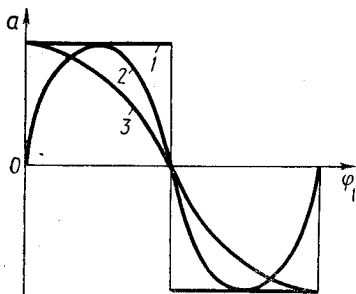


Рис. 30. Примеры законов изменения ускорений движения толкателя, обеспечивающие безударную работу механизма

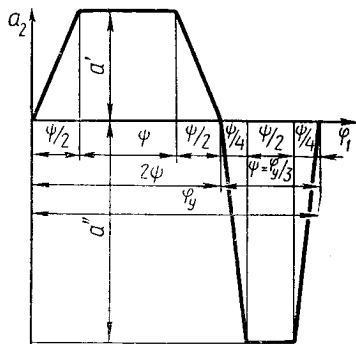


Рис. 31. Пример закона изменения ускорений движения толкателя

нения ускорений координатной плоскости  $a(\varphi_1)$  на фазах удаления и возвращения толкателя отсекает на координатной плоскости  $a0\varphi_1$  равные по величине площади по отношению к оси  $0\varphi_1$ . Примеры графиков таких наиболее распространенных законов (1 — параболический, 2 — синусоидальный, 3 — косинусоидальный) приведены на рис. 30.

Функция перемещения толкателя может быть получена интегрированием закона изменения ускорений. Например, если закон изменения ускорений толкателя при  $\varphi_y/\pi = k$  описывается функцией

$$a_2(\varphi_1) = a \cos(\varphi_1/k), \text{ то } v_2 = (a/\omega_1) \int_0^{\varphi_1} \cos(\varphi_1/k) d\varphi_1 = (ak/\omega_1) \times \\ \times \sin(\varphi_1/k); s_2 - s_{20} = \int_0^t v_2 dt = \int_0^{\varphi_1} (v_2/\omega_1) d\varphi_1 = \int_0^{\varphi_1} (ak/\omega_1) \sin(\omega_1/k) d\varphi_1 = \\ = (ak^2/\omega_1^2) (1 - \cos(\varphi_1/k)).$$

Если закон движения толкателя задается сложной функцией, интегрирование которой затруднено либо требует сложных или громоздких преобразований, то закон перемещений толкателя может быть получен применением алгоритма численного интегрирования, который описывается операторной функцией INTGR (п. 2.3). Например, если закон изменения ускорений толкателя задан графиком функции  $a_2 = a_2(\varphi_1)$  на угле удаления толкателя  $\varphi_y = 3\psi$  (рис. 31), где  $a'' = 2a'$ , математическое выражение функции  $a_2(\varphi_1)$  будет иметь вид

$$a(\varphi_1) = \begin{cases} (2a'/\psi) \varphi_1, & 0 \leq \varphi_1 \leq \psi/2; \\ a', & \psi/2 < \varphi_1 \leq 1,5\psi; \\ a' - (-2a'/\psi), & 1,5\psi < \varphi_1 \leq 2\psi; \\ -(8a'/\psi), & 2\psi < \varphi_1 \leq 2,25\psi; \\ -2a', & 2,25\psi < \varphi_1 \leq 2,75\psi; \\ -2a' + 8a'/\psi, & 2,75\psi < \varphi_1 \leq 3\psi. \end{cases} \quad (5.1)$$

Задавшись шагом  $\Delta\varphi_1$  изменения угла поворота кулачка  $\varphi_1$ , определим по (5.1) требуемое количество  $n$  значений  $a_2(\varphi_1)$ .

Тогда массивы  $n$  значений скоростей  $v(\varphi_1)$  и перемещений  $s(\varphi_1)$  толкателя получим обращением к операторной функции

$$\text{INTGR}(n, \Delta\varphi_1, K, a_2, (\varphi_1)(n), v_2(\varphi_1)(n));$$

$$\text{INTGR}(n, \Delta\varphi_1, K, v_2(\varphi_1)(n); s_2(\varphi_1)(n)),$$

где для данной функции целесообразно принять  $K = 2$ , что соответствует применению способа трапеций при численном интегрировании.

При кинематическом анализе кулачковых механизмов координаты профиля кулачка заданы и перемещения толкателя при любом  $\varphi_1$  легко вычисляются. Законы изменения скоростей и ускорений толкателя определяются дифференцированием функции его перемещений. При численном способе расчета можно применить алгоритм численного дифференцирования, описанный операторной функцией DERNCL (п. 2.3).

## 5.2. Определение основных размеров плоских кулачковых механизмов

К основным параметрам кулачковых механизмов относят величины, которые определяют габаритные размеры механизма (рис. 32): минимальный радиус  $r_0$  кулачка и эксцентриситет  $e$  для механизма с поступательно движущимся толкателем ( $a, б$ ), минимальный радиус  $r_0$ , начальный угол коромысла  $\varphi_{20}$  для механизма с качающимся ведомым звеном (коромыслом) ( $в$ ). Кроме габаритных размеров основные параметры определяют величины углов давления на фазах удаления и возвращения толкателя, величину контактных напряжений в элементах кинематической пары кулачок — толкатель, потери на трение и т. п. [1].

В механизме с остроконечным толкателем (рис. 32,  $a$ ) основные размеры определяются из зависимости, получаемой рассмотрением подобия плана скоростей механизма и треугольника  $\Delta O_1AB$ :  $v_A/v_A = O_1B/O_1A = (ds_2(t)/dt)/\omega_1 r_A$ , откуда следует  $(ds_2(t)/dt)/\omega_1 = ds_2(\varphi_1)/d\varphi_1 = O_1B$ . Тогда, выражая угол давления  $\alpha$  через размеры механизма, получим

$$\begin{aligned} \text{tg } \alpha &= DB/(r_0 + s_2(\varphi_1)) = (O_1B - e)/(r_0 + s_2(\varphi_1)) = \\ &= (ds_2(\varphi_1)/d\varphi_1 - e)/(r_0 + s_2(\varphi_1)). \end{aligned} \quad (5.2)$$

Для определения  $e$  и  $r_0$  выражение (5.2) необходимо разрешить для допустимого значения  $\alpha_d$  угла давления  $\alpha$  при  $s_2(\varphi_1)$ , соответствующего максимальному значению передаточной функции  $(ds_2(\varphi_1)/d\varphi_1)_{\max}$ . Алгоритм определения  $e$  и  $r_0$  для рассматриваемого типа механизма подробно разобран в [1]. Программа его реализации оформлена в виде подпрограммы DKLCHK (V.1). Для обраще-

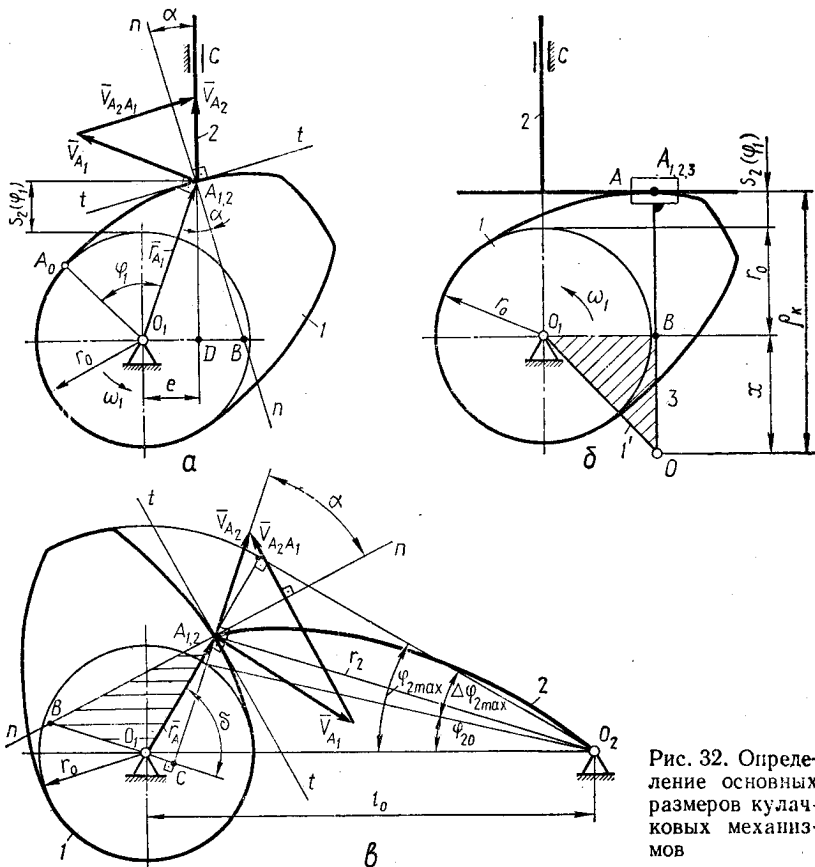


Рис. 32. Определение основных размеров кулачковых механизмов

ния к ней необходимо задать количество  $n$  значений  $\varphi_1$ , для которых определены массивы значений перемещений  $s_2(\varphi_1)$ , скоростей  $v_2(\varphi_1)$  и ускорений  $a_2(\varphi_1)$  толкателя.

V.1.

SUBROUTINE DKLCHK(N, PRM, VLST, AKSLRT)

- С ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА.
- С ПЕРЕД ОБРАЩЕНИЕМ ОПИСАТЬ МАССИВЫ:
- С PRM(N) — ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ТОЛКАТЕЛЯ.
- С VLST(N) — СКОРОСТЕЙ ТОЛКАТЕЛЯ.
- С AKSLRT(N) — УСКОРЕНИЕ ТОЛКАТЕЛЯ.
- С N — РАЗМЕРНОСТЬ МАССИВОВ.
- С ALD — УГОЛ ДАВЛЕНИЯ, БЕТА — УГОЛ, ПРИНИМАЕМЫЙ ИЗ УСЛОВИЯ НЕЗАКЛИНИВАНИЯ ТОЛКАТЕЛЯ (РАВЕН НУЛЮ ДЛЯ ЦЕНТРАЛЬНОГО МЕХАНИЗМА).
- С W1 — УГЛОВАЯ СКОРОСТЬ КУЛАЧКА.
- С RSCNTR — МЕЖЦЕНТРОВОЕ РАССТОЯНИЕ.
- С RZMR — ДЛИНА ТОЛКАТЕЛЯ.
- С RSCNTR, RZMR — ОПРЕДЕЛЯЮТСЯ ТОЛЬКО ДЛЯ МЕХАНИЗМА С КАЧАЮЩИМСЯ ТОЛКАТЕЛЕМ.



```

C INDEX = 1 — ПРИНИМАЕТСЯ ДЛЯ МЕХАНИЗМА С ПОСТУПАТЕЛЬНО
C ДВИЖУЩИМСЯ ТОЛКАТЕЛЕМ.
C INDEX = 2 — ДЛЯ МЕХАНИЗМА С КАЧАЮЩИМСЯ ТОЛКАТЕЛЕМ.
C РЕЗУЛЬТАТЫ: RO, EXCST — ДЛЯ INDEX = 1.
C RO, ETAO — ДЛЯ INDEX = 2
  REAL MKSMM, IFI
  COMMON/KLCHK/ALD, BETA, W1, RSCNTR, RZMR, INDEX, RO,
  *EXCST, ETAO
  DIMENSION PRM(N), VLST(N), AKSLRT(N)
  MKSMM = VLST(1)
  I = 1
  DO 10 K = 1,N
  I = I + 1
  IF(VLST(K) - MKSMM)10,10,11
11 MKSMM = VLST(K)
  L = I - 1
10 CONTINUE
  S = PRM(L)
  IFI = MKSMM/W1
  GO TO(20, 30), INDEX
20 RO = (IFI/TAN(ALD) - S) * SIN(ALD)/SIN(ALD + BETA)
  EXCST = RO * SIN(BETA)
  RETURN
30 ETAO = IFI/TAN(ALD) - S
  RO = SQRT(RSCNTR ** 2 + RZMR ** 2 - 2.0 * RSCNTR * RZMR *
  *COS(ETAO))
  RETURN
  END

```

Переменные, соответствующие допустимому значению угла давления  $\alpha_d$  и углу  $\beta$ , принимаемому из условия незаклинивания, угловой скорости кулачка  $\omega_1$ , должны быть включены в область COMMON/KLCHK/ в указанном в подпрограмме порядке. Туда же включается переменная INDEX, позволяющая использовать подпрограмму DKLCHK для определения основных размеров механизма с качающимся толкателем (рис. 32, в). В цикле DO до метки 10 осуществляется перебор значений массива VLST и поиск максимального их значения и соответствующего ему значения перемещения  $s$  толкателя.

В механизме с поступательно движущимся плоским толкателем (б) угол давления постоянен для всех точек профиля кулачка. Применение эксцентриситета в связи с этим нецелесообразно, так как приводит только к росту габаритных размеров механизма. Минимальный радиус кулачка  $r_0$  определяется из условия выпуклости профиля кулачка, так как для этого типа толкателя нельзя использовать профиль двойкой кривизны [1]. Для произвольной точки  $A_1$  профиля кулачка получим условие выпуклости

$$r_k = s_2(\varphi_1) + r_0 + x. \quad (5.3)$$

Неизвестную составляющую  $x$  определим, рассмотрев заменяющий механизм, состоящий из звеньев 1', 3. Ускорение точки  $A_3$  звена 3 будет равно  $\bar{a}_{A_3} = \bar{a}_0 + \bar{a}_{A_3,0}^h + \bar{a}'_{A_3,0}$ . Многоугольник ускорений можно представить в виде  $\Delta OO_1B$ , в котором  $a_0 = OO_1\mu_a$ . Масштаб построения  $\mu_a = a_0/OO_1 = \omega_1^2$ . Так как  $O_1B\mu_a =$

$= a'_{A_2O}$ , то  $a''_{A_2O} = 0$ ,  $OB = x = a_{A_2}/\mu_0 = (d^2s_2(t)/dt^2)/\omega_1^2 = d^2s_2 \times$   
 $\times (\varphi_1)/d\varphi_1^2$ . Тогда  $\rho_k = s_2(\varphi_1) + r_0 + d^2s_2(\varphi_1)/d\varphi_1^2 \geq 0$ , откуда  
 $(d^2s_2(\varphi_1)/d\varphi_1^2)/(r_0 + s_2(\varphi_1)) \leq 1$  или

$$-(d^2s_2(\varphi_1)/d\varphi_1^2)/(r_0 + s_2(\varphi_1)) \leq \operatorname{tg} 45^\circ. \quad (5.4)$$

Неравенство (5.4) реализуется для наибольшего значения  $(d^2s_2(\varphi_1)/d\varphi_1^2)$  на стадии возвращения толкателя и соответствующего ему значения  $s_2(\varphi_1)$ . Из-за простоты алгоритма его можно реализовать одной операторной функцией совместно с синтезом профиля кулачка рассматриваемого механизма.

Для механизма с качающимся ведомым звеном ( $e$ ) скорость точки  $A_2$  коромысла 2 определится из выражения  $\bar{v}_{A_2} = \bar{v}_{A_1} + \bar{v}_{A_2A_1}$ . Из подобия треугольника скоростей и  $\Delta O_1AB$ , сторонами которого являются  $r_A = O_1A$ , участок  $AB$  нормали  $n-n$  в точке  $A_1$  профиля кулачка, участок  $O_1B$  перпендикуляра из  $O_1$  на линию действия вектора  $\bar{v}_{A_2}$ . Обозначив  $r_A/r_2 = \lambda$  и учтя, что  $\omega_2/\omega_1 = d\varphi_2(\varphi_1)/d\varphi_1 = i_{21}(\varphi_1)$ , получим  $v_{A_2}/v_{A_1} = O_1B/O_1A = \omega_2 r_2/\omega_1 r_A = (\omega_2/\omega_1)/\lambda = i_{21}(\varphi_1)/\lambda$ .

Угол давления определится из зависимости

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \angle BAC = BC/AC = (O_1B + O_1C)/AC = \\ = (i_{21}(\varphi_1)/\lambda + \cos \delta)/\sin \delta. \quad (5.5)$$

Реализация зависимости (5.5) проводится аналогично зависимости (5.2). Для определения  $r_0$ ,  $\varphi_{20}$  используется подпрограмма DKLNCH (V.1) при соответствующем значении переменной INDEX. Результаты работы подпрограммы помещаются в область COMMON и могут быть использованы в главной программе.

### 5.3. Синтез профиля кулачка плоских механизмов

Для получения уравнений, описывающих профиль кулачка, используют принцип обращения движения [1]. Применим к кулачковому механизму (рис. 33, а) метод обращения движения. Тогда для системы координат  $xO_1y$ , в которой совершают движение звенья механизма, поворот кулачка на определенный угол равносителен повороту оси толкателя на такой же угол в противоположную сторону. При повороте кулачка на угол  $\varphi_1$  толкатель переместится на величину  $s_2(\varphi_1)$ . Для  $O_1A = r_1$  получим  $\bar{r}_1 = \bar{O_1C} + \bar{CA} = \bar{e} + \bar{(s_2(\varphi_1) + r_0)}$ . Координаты точки  $A$  профиля определим как проекции радиуса-вектора  $r_1$  на координатные оси, приняв

$$\left. \begin{aligned} \gamma &= \operatorname{arctg}(e \sqrt{r_0^2 - e^2}); \\ x_A &= e \sin((\varphi_1 + \gamma) - \pi/2) + (\sqrt{r_0^2 - e^2} + s_2(\varphi_1)) \sin((\varphi_1 + \\ &\quad + \gamma) - \pi/2); \\ y_A &= e \cos((\varphi_1 + \gamma) - \pi/2) + (\sqrt{r_0^2 - e^2} + s_2(\varphi_1)) \cos((\varphi_1 + \\ &\quad + \gamma) - \pi/2). \end{aligned} \right\} (5.6)$$

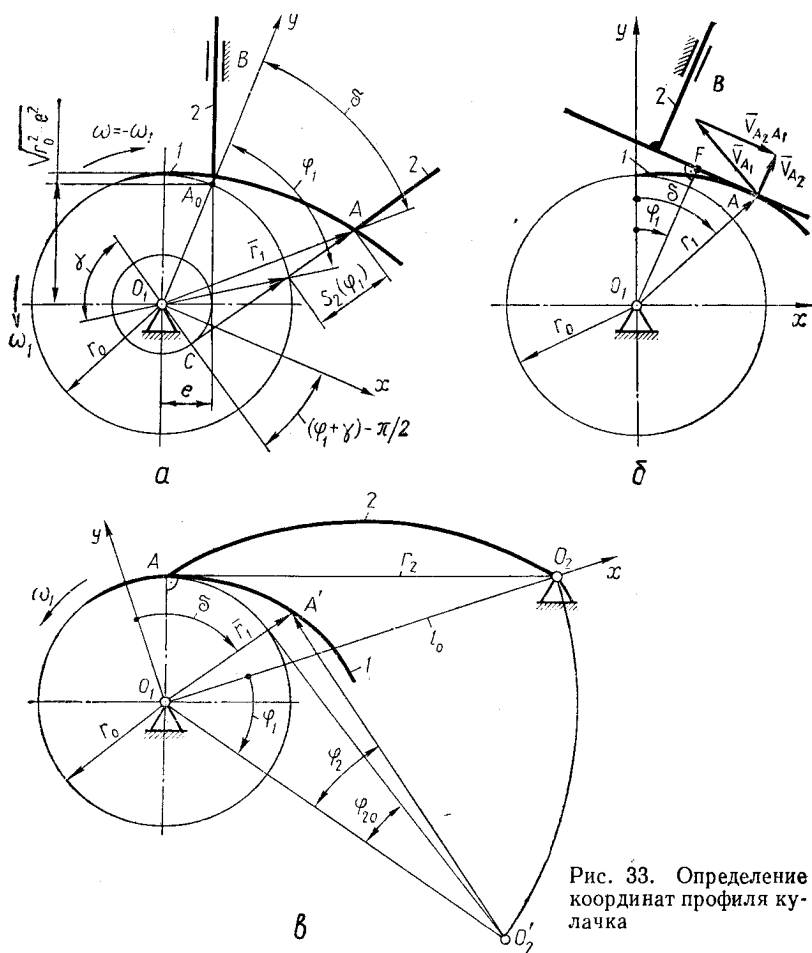


Рис. 33. Определение координат профиля кулачка

Из выражения (5.6) получим полярные координаты вектора  $\bar{r}_1$ :

$$r_1 = \sqrt{x_A^2 + y_A^2}, \quad \delta = \arctg(x_A/y_A).$$

Ниже приведена программа DPREL P (V.2) для расчета профиля кулачка механизма с поступательно движущимся остроконечным толкателем. Подпрограмма реализует операторную функцию PRFLP, обозначающую алгоритм расчета профиля кулачка механизма с поступательно движущимся остроконечным толкателем [1]. Она записывается в виде

$$\text{PRFLP}(n, r_0, e, \omega_1, s_2(n), v_2(n); x_A(n), y_A(n), r_1(n), \\ \delta(n), \alpha(n), \rho_k(n)),$$

где  $n$  — размер массивов величин перемещений  $s_2(n)$  и скоростей  $v_2(n)$  толкателя в исходных данных и координат  $x_A(n)$ ,  $y_A(n)$  про-

филя кулачка в декартовых и  $r_1(n)$ ,  $\delta(n)$  в полярных координатных системах. По входным параметрам функции PRFLP вычисляются также значения углов давления  $\alpha$  и радиуса кривизны  $\rho_k$  для  $n$  точек профиля кулачка. Правила обращения к подпрограмме и обозначения величин приведены в комментарии к подпрограмме. Кроме определения параметров профиля в подпрограмме реализуются зависимости для определения углов давления и радиуса кривизны профиля по алгоритмам, рассмотренным в [1].

V.2.

```

SUBROUTINE DPRFLP(N, RO, EXCNTR, W, FI, A, V, S, XA, YA, R1,
*DELTA, ALFA, ROK)
С СИНТЕЗ ПРОФИЛЯ КУЛАЧКА С ПОСТУПАТЕЛЬНО ДВИЖУЩИМСЯ
С ТОЛКАТЕЛЕМ.
С ПРИ ОБРАЩЕНИИ ОПИСАТЬ МАССИВЫ:
С A(N) — УСКОРЕНИЯ, V(N) — СКОРОСТИ, S(N) — ПЕРЕМЕЩЕНИЯ
С ТОЛКАТЕЛЯ.
С ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ МЕХАНИЗМА:
С RO — РАДИУС КУЛАЧКОВОЙ ШАЙБЫ, EXCNTR — ЭКСЦЕНТРИСИТЕТ;
С ДВИЖЕНИЕ КУЛАЧКА:
С FI(N) — УГЛЫ ПОВОРОТА КУЛАЧКА,
С W — УГЛОВАЯ СКОРОСТЬ КУЛАЧКА.
С РЕЗУЛЬТАТЫ:
С XA(N), YA(N) — КООРДИНАТЫ ПРОФИЛЯ В ДЕКАРТОВЫХ
С КООРДИНАТАХ,
С R1(N), DELTA(N) — КООРДИНАТЫ ПРОФИЛЯ В ПОЛЯРНЫХ
С КООРДИНАТАХ,
С ALFA(N), ROK(N) — УГЛЫ ДАВЛЕНИЯ И РАДИУСЫ КРИВИЗНЫ
С В ТОЧКАХ ПРОФИЛЯ, ДЛЯ КОТОРЫХ ВЫЧИСЛЯЮТСЯ
С КООРДИНАТЫ.
DIMENSION FI(N), A(N), V(N), S(N), XA(N), YA(N), R1(N), *DELTA(N),
*ALFA(N), ROK(N)
DO 5 K = 1, N
D2SDFI = V(K)/W
DSDFI = A(K)/W ** 2
XA(K) = EXCNTR * COS(FI(K)) + (RO + S(K)) * SIN(FI(K))
YA(K) = -EXCNTR * SIN(FI(K)) + (RO + S(K)) * COS(FI(K))
R1(K) = SQRT(XA(K) ** 2 + YA(K) ** 2)
DELTA(K) = ATAN(XA(K)/YA(K))
ALFA(K) = ATAN((DSDFI - EXCNTR)/(RO + S(K)))
C = RO + S(K)
OMEGA = (C * COS(ALFA(K)) + DSDFI * SIN(ALFA(K)) * (COS(ALFA
*(K))) ** - D 2 SDFI * (COS(ALFA(K)))/C ** 2
ROK(K) = 1.0/OMEGA
5 CONTINUE
RETURN
END

```

Если механизм имеет плоский толкатель, то радиус-вектор точки  $A$  касания толкателя и кулачка ( $\delta$ )

$$\vec{r}_1 = \vec{O}_1\vec{A} = \vec{O}_1\vec{F} + \vec{FA}.$$

Модуль вектора  $\vec{O}_1\vec{F}$  равен  $O_1F = r_0 + s_2(\varphi_1)$ ; модуль вектора  $\vec{FA}$  определится из рассмотрения треугольника скоростей (рис. 33,  $\delta$ ):  $\vec{V}_{A_2} = \vec{V}_{A_1} + \vec{V}_{A_2A_1}$ . Из подобия  $\Delta O_1FA$  и векторного

треугольника получим

$$v_{A_1}/v_{A_2} = O_1A/FA,$$

откуда

$$FA = O_1A \cdot v_{A_2}/v_{A_1} = r_1 (ds_2(\varphi_1)/dt)/(\omega_1 r_1) = ds_2(\varphi_1)/d\varphi_1.$$

Проецируя векторы на оси координат, получим

$$\left. \begin{aligned} x_A &= (r_0 + s_2(\varphi_1)) \sin \varphi_1 + (ds_2(\varphi_1)/d\varphi_1) \cos \varphi_1; \\ y_A &= (r_0 + s_2(\varphi_1)) \cos \varphi_1 - (ds_2(\varphi_2)/d\varphi_1) \sin \varphi_1. \end{aligned} \right\}$$

Подпрограмма DPRFPL (V.3) реализует алгоритмы синтеза профиля кулачка механизма с поступательно движущимся плоским толкателем. В подпрограмме также реализуется алгоритм определения  $r_0$ .

V.3.

```
SUBROUTINE DPRFPL(N, GAMMA, W, FI, A, V, S, XA, YA, R1,
*DELTA, ROK, RKSH)
С СИНТЕЗ ПРОФИЛЯ КУЛАЧКА МЕХАНИЗМА С ПОСТУПАТЕЛЬНО
С ДВИЖУЩИМСЯ ПЛОСКИМ ТОЛКАТЕЛЕМ.
С ПРИ ОБРАЩЕНИИ ОПИСАТЬ МАССИВЫ:
С A(N) — УСКОРЕНИЯ, V(N) — СКОРОСТИ, S(N) — ПЕРЕМЕЩЕНИЯ
С ТОЛКАТЕЛЯ.
С N — РАЗМЕРНОСТЬ МАССИВОВ, W — УГЛОВАЯ СКОРОСТЬ
С КУЛАЧКА.
С GAMMA — ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ УГОЛ, БОЛЬШИЙ PI/4.
С РЕЗУЛЬТАТЫ:
С RKSH — РАДИУС КУЛАЧКОВОЙ ШАЙБЫ.
С XA(N), YA(N) — КООРДИНАТЫ ПРОФИЛЯ В ДЕКАРТОВЫХ
С КООРДИНАТАХ.
С R1(N), DELTA(N) — КООРДИНАТЫ ПРОФИЛЯ В ПОЛЯРНЫХ
С КООРДИНАТАХ.
С ROK(N) — РАДИУСЫ КРИВИЗНЫ ТОЧЕК ПРОФИЛЯ КУЛАЧКА, ДЛЯ
С КОТОРЫХ ВЫЧИСЛЯЮТСЯ КООРДИНАТЫ.
REAL MNMM
DIMENSION FI(N), A(N), V(N), S(N), XA(N), YA(N), R1(N),
*DELTA(N), ROK(N)
I = 0
MNMM = A(1)
DO 10 K = 1, N
I = I + 1
IF(A(K).GE. MNMM) GO TO 10
MNMM = A(K)
L = I
10 CONTINUE
D2SDFI = MNMM/W ** 2
RKSH = ABS(-(D2SDFI/TAN(GAMMA) + S(L)))
DO 11 K = 1, N
DSDFI = V(K)/W
D2SDFI = A(K)/W ** 2
XA(K) = (RKSH + S(K)) * SIN(FI(K)) + DSDFI * COS(FI(K))
YA(K) = (RKSH + S(K)) * COS(FI(K)) - DSDFI * SIN(FI(K))
R1(K) = SQRT((RKSH + S(K)) ** 2 + DSDFI ** 2)
DELTA(K) = ATAN(XA(K)/YA(K))
ROK(K) = RKSH + S(K) + D2SDFI
11 CONTINUE
RETURN
END
```

Подпрограмма реализует операторную функцию PRFPL, обозначающую алгоритм расчета профиля кулачка механизма с поступательно движущимся плоским толкателем [1]. Она записывается в виде

$$\text{PRFPL}(n, r_0, \omega_1, s_2(n), v_2(n); x_A(n), y_A(n), r_1(n), \delta(n), \rho_k(n)).$$

В механизме с коромыслом ( $\theta$ ) поворот кулачка на угол  $\varphi_1$  (в соответствии с принципом обращения движения) равносильен перемещению центра вращения коромысла  $O_2$  в положение  $O'_2$ . При этом коромысло из начального положения  $O_2A$  переместится в положение  $O_2A'$ . Тогда  $O_1A' = \overline{O_1O'_2} + \overline{O'_2A'}$ . В координатной системе  $xO_1y$ , жестко связанной с кулачком, координаты точки  $A$  будут

$$\left. \begin{aligned} x_A &= l_0 \cos \varphi_1 - r_2 \cos(\varphi_1 + \varphi_2); \\ y_A &= -l_0 \sin \varphi_1 - r_2 \sin(\varphi_1 + \varphi_2). \end{aligned} \right\}$$

Подпрограмма DPRFLK (V.4) реализует алгоритм синтеза профиля кулачка для механизма с качающимся толкателем. Как и в подпрограммах DPRFLP и DPRFPL, определяются координаты точек профиля кулачка в декартовых и полярных координатах, угол давления и радиус кривизны в этих точках.

V.4.

```

SUBROUTINE DPRFLK(N, W1, ETAO, F1, RO, L, R, E2, W2, PSI,
*XA, YA, R1, DELTA, RKRZVN, ALFA)
С СИНТЕЗ ПРОФИЛЯ КУЛАЧКА МЕХАНИЗМА С КАЧАЮЩИМСЯ
С ТОЛКАТЕЛЕМ.
С ПРИ ОБРАЩЕНИИ ОПИСАТЬ МАССИВЫ:
С FI(N) — УГЛЫ ПОВОРОТА КУЛАЧКА, E2(N) — УГЛОВЫЕ УСКОРЕНИЯ
С ТОЛКАТЕЛЯ, W2(N) — УГЛОВЫЕ СКОРОСТИ ТОЛКАТЕЛЯ.
С RSI(N) — УГЛОВЫЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ТОЛКАТЕЛЯ.
С N — РАЗМЕРНОСТЬ МАССИВОВ, W1 — УГЛОВАЯ СКОРОСТЬ
С КУЛАЧКА.
С RO, L, R — РАДИУС КУЛАЧКОВОЙ ШАЙБЫ, МЕЖСОСЕВЫЕ
С РАССТОЯНИЯ И ДЛИНА ТОЛКАТЕЛЯ СООТВЕТСТВЕННО.
С ETAO — НАЧАЛЬНОЕ ПОЛОЖЕНИЕ ТОЛКАТЕЛЯ.
С РЕЗУЛЬТАТЫ:
С XA, YA — КООРДИНАТЫ ПРОФИЛЯ КУЛАЧКА В ДЕКАРТОВЫХ
С КООРДИНАТАХ.
С R1, DELTA — КООРДИНАТЫ ПРОФИЛЯ КУЛАЧКА В ПОЛЯРНЫХ
С КООРДИНАТАХ.
С ALFA — УГЛЫ ДАВЛЕНИЯ В ТОЧКАХ ПРОФИЛЯ, ДЛЯ КОТОРЫХ
С ВЫЧИСЛЯЮТСЯ КООРДИНАТЫ.
С RKRZVN — РАДИУСЫ КРИВИЗНЫ В ЭТИХ ТОЧКАХ.
REAL L
DIMENSION FI(N), E2(N), W2(N), PSI(N), XA(N), YA(N), R1(N),
*DELTA(N), ALFA(N), RKRZVN(N)
DO 10 K = 1, N
DPSIFI = W2(K)/W1
D2PSIF = E2(K)/W1 ** 2
XA(K) = L * COS(FI(K)) - R * COS(FI(K) + (PSI(K) + ETAO))
YA(K) = -L * SIN(FI(K)) + R * SIN(FI(K) + (PSI(K) + ETAO))
R1(K) = SQRT(L ** 2 - 2 * L * R * COS(PSI(K) + ETAO) + R ** 2)
DELTA(K) = ATAN(XA(K)/YA(K))
ALFA(K) = ATAN(R * (1.0 + DPSIFI)/L/SIN(PSI(K) + ETAO) -
*1.0/TAN(PSI(K) + ETAO))

```

```

C1 = (L ** 2 + R ** 2 * (1.0 + DPSIFI) ** 2 - 2.0 * L * R * (1 +
* DPSIFI) * COS(PSI(K) + COS(PSI(K) + ETAO)) ** (3.0/2.0))
C2 = L ** 2 + R ** 2 * (1.0 + DPSIFI) ** 3 - L * R * (COS(PSI(K) +
* ETAO) * (1.0 + DPSIFI) * (2.0 + DPSIFI) + D2PSIF * SIN(PSI(K) +
* ETAO))
RKRZVN(K) = C1/C2
10 CONTINUE
RETURN
END

```

Подпрограмма реализует операторную функцию PRFLK, обозначающую алгоритм расчета профиля кулачка механизма с коромыслом [1]. Она записывается в виде

$$\text{PRFLK}(n, r_2, l_0, \omega_1, \varphi_2(n), (d\varphi_2/d\varphi_1)(n); x_A(n), y_A(n), r_1(n), \delta(n), \rho_k(n)),$$

где  $\varphi_2$  и  $d\varphi_2/d\varphi_1$  — угловое перемещение коромысла и его передаточная функция.

#### 5.4. Структура алгоритмов расчета кулачковых механизмов и их реализация

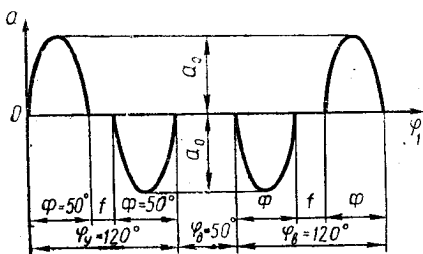
Представление алгоритмов определения основных размеров механизма и вычисления координат его профиля через операторные функции позволяет формализовать процесс составления алгоритмов расчета кулачковых механизмов. Его структура упрощается и сводится к последовательной записи нескольких выражений. Пусть, например, требуется рассчитать параметры механизма с поступательно движущимся толкателем. Фазовые углы соответственно равны  $\varphi_y = \varphi_b = 120^\circ$ ,  $\varphi_d = 50^\circ$ ,  $\varphi_6 = 70^\circ$ . Закон изменения ускорений толкателя графически представлен на рис. 34, а аналитически выражается функцией

$$a_2 = \begin{cases} a_0 \sin(\varphi_1/(\varphi_y/2\pi)), & 0 \leq \varphi_1 \leq \Phi, \Phi + f \leq \varphi_1 \leq \varphi_y; \\ 0, & \Phi < \varphi_1 < \Phi + f, \varphi_y < \varphi_1 < \varphi_y + \varphi_d; \\ \varphi_y + \varphi_d + \Phi < \varphi_1 < 2\pi - \varphi_6 - \Phi; \\ -a_0 \sin(\varphi_1/\varphi_y/2\pi), & \varphi_y + \varphi_d \leq \varphi_1 \leq \varphi_d + \Phi, \varphi_y + \\ + \varphi_d + \Phi + f < \varphi_1 < 2\pi - \varphi_6. \end{cases} \quad (5.7)$$

Если требуется определить параметры профиля через шаг  $\Delta\varphi_1$ , то число расчетных шагов  $n = (\varphi_y + \varphi_d + \varphi_b)/\Delta\varphi_1$ . Подставляя в формулу (5.7)  $\varphi_1$  с шагом  $\Delta\varphi_1$ , найдем массив значений  $a_2(n)$ . Значения массивов скоростей толкателя для расчетных точек определяются как

$$\text{INTGR}(n, \Delta\varphi_1, 2, a_2(n); v_2(n)). \quad (5.8)$$

Рис. 34. Закон изменения ускорений толкателя



Параметр  $NOMER = 2$  свидетельствует, что при численном интегрировании применяется метод трапеций. Аналогично для перемещений

$$INTGR(n, \Delta\varphi_1, 2, v_2(n); s_2(n)). \quad (5.9)$$

Принимаем допустимое значение угла давления  $\alpha$  в зависимости от материалов пары кулачок — толкатель и назначим угол  $\beta$ . Тогда основные размеры механизма определяются операторной функцией

$$KLCHK(n, s_2(n), v_2(n), \alpha, \beta; r_0, l), \quad (5.10)$$

а параметры профиля кулачка, радиусы кривизны, углы давления для  $n$  значений  $\varphi_1$  определяются операторной функцией

$$PRFLP(n, r_0, l, \omega_1, s_2(n), v_2(n); x_A(n), y_A(n), \quad (5.11) \\ r_1(n), \delta(n), \alpha(n), \rho(n)).$$

Последовательность зависимостей (5.7)...(5.11) представляет алгоритм расчета кулачкового механизма. Программа реализации его обозначена V.5.

V.5.

С ПРИМЕР ПРОЕКТИРОВАНИЯ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА С  
С ПОСТУПАТЕЛЬНО ДВИЖУЩИМСЯ ЗАОСТРЕННЫМ ТОЛКАТЕЛЕМ.

```
COMMON/KLCHK/ALFAD, BETA, W, RSCNTR, RZMR, INDEX, RKSH,
EXCTST, ETAO
DIMENSION FI(51), D2SDT(51), DSDT(51), S(51), XPRFL(51),
*YPRFL(51), RPRFL(51), DELTA(51), ALFA(51), RKRVZN(51)
DATA PI, N/31.4159,51/
W = 5.0
A1 = 15.0
ALFAD = 0.523
BETA = 0.35
RSCNTR = 0.0
RZMR = 0.0
INDEX = 1
ETAO = 0.0
FIU = 5.0 * PI/9.0
FID = PI/18.0 * 5.0
FIV = 5.0 * PI/9.0
FIB = 2.0 * PI - FIU - FID - FIV
DFI = PI/36.0
C = -DFI
TK1 = FIU/2.0/PI
TK2 = FIV/2.0/PI
A2 = A1 * FIU/FIV
DO 2 K = 1, N
C = C + DFI
```



```

FI(K) = C
IF(FI(K). LE. FIU)GO TO 3
IF(FI(K). LE. (FIU + FID))GO TO 4
D2SDT(K) = -A2 * SIN((FI(K) - (FIU + FID))/TK2)
GO TO 2
4 D2SDT(K) = 0.0
GO TO 2
3 D2SDT(K) = A1 * SIN(FI(K)/TK1)
2 CONTINUE
NOMER = 2
CALL DINTGR(N, DFI, NOMER, D2SDT, DSDT)
DO 6 K = 1, N
DSDT(K) = DSDT(K)/W
6 CONTINUE
CALL DINTGR(N, DFI, NOMER, DSDT, S)
DO 7 K = 1, N
S(K) = S(K)/W
7 CONTINUE
CALL DKLCHK(N, S, DSDT, D2SDT)
CALL DPRFLP(N, RKSH, EXCTST, W, FI, D2SDT, DSDT, S, XPRFL,
*YPRFL, RPRFL, A, ALFA, RKRZVN)
WRITE(3, 8)
8 FORMAT(50H КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИЖЕНИЯ
*ТОЛКАТЕЛЯ).
WRITE(3, 9)
9 FORMAT(1X, 5X, 'FI', 10X, 'D2SDT', 7X, 'DSDT', 10X, 'S')
WRITE(3, 10)(FI(K), D2SDT(K), DSDT(K), S(K), K = 1, N)
10 FORMAT(1H, 4F12.5)
WRITE(3, 11)RKSH, EXCTST
11 FORMAT(1X, 'ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ КУЛАЧКА: РАДИУС
*КУЛАЧКОВОЙ ШАЙБЫ F9.5, 'ЭКСЦЕНТРИСИТЕТ —', F9.5//
*10X, 'ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОФИЛЯ КУЛАЧКА')
WRITE(3, 15)
15 FORMAT(1X, 5X, 'FI', 8X, 'XPRFL', 6X, 'YPRFL', 6X, 'RPRFL', 6X,
*'DELTA 6X, 'ALFA', 6X, 'RKRZVN')
WRITE(3,16)(FI(K), XPRFL(K), YPRFL(K), RPRFL(K), DELTA(K),
*ALFA(K), ZN(K), K = 1, N)
16 FORMAT(1X, 7F11.5)
STOP
END

```

В области COMMON программы оговариваются переменные, необходимые для работы с подпрограммой DKLCHK. Операторами присвоения до оператора  $C = -DFI$  включительно переменным присваиваются значения в соответствии с исходными данными. Первый цикл DO до метки 2 реализует зависимость (5.7) и формирует массив значений ускорений. Затем обращением к

ИСПОЛЬЗУЕТСЯ МЕТОД ТРАПЕЦИЙ

Ø.Ø	Ø.Ø	Ø.Ø	Ø.Ø
Ø.Ø6727	4.63525	Ø.Ø4045	Ø.ØØØ35
Ø.17453	8.81677	Ø.15784	Ø.ØØ208
Ø.2618Ø	12.13524	Ø.34068	Ø.ØØ643
Ø.34907	14.26584	Ø.57107	Ø.Ø1439
Ø.43633	15.00000	Ø.82647	Ø.Ø2659
Ø.5236Ø	14.26586	1.Ø8186	Ø.Ø4324
Ø.61086	12.13528	1.31225	Ø.Ø6413
Ø.69813	8.81682	1.49509	Ø.Ø8863
Ø.7854Ø	4.6353Ø	1.61248	Ø.11575
Ø.87266	Ø.ØØØØ7	1.65294	Ø.14425
Ø.95993	-4.63519	1.61249	Ø.17274
1.Ø472Ø	-8.81669	1.49510	Ø.19986
1.13446	-12.13519	1.31226	Ø.22436
1.22173	-14.26580	1.Ø8186	Ø.24525
1.30899	-15.00000	Ø.82647	Ø.2619Ø
1.39626	-14.26591	Ø.57108	Ø.2741Ø
1.48353	-12.13539	Ø.34069	Ø.28206
1.57079	-8.81698	Ø.15784	Ø.28641
1.65806	-4.63552	Ø.Ø4045	Ø.28814
1.74532	-Ø.ØØØ3Ø	-Ø.ØØØØ1	Ø.28849
1.83259	Ø.Ø	-Ø.ØØØØ1	Ø.28849
1.91986	Ø.Ø	-Ø.ØØØØ1	Ø.28849
2.00712	Ø.Ø	-Ø.ØØØØ1	Ø.28849
2.09439	Ø.Ø	-Ø.ØØØØ1	Ø.28849
2.18165	Ø.Ø	-Ø.ØØØØ1	Ø.28849
2.26892	Ø.Ø	-Ø.ØØØØ1	Ø.28849
2.35618	Ø.Ø	-Ø.ØØØØ1	Ø.28849
2.44345	Ø.Ø	-Ø.ØØØØ1	Ø.28849
2.53072	Ø.Ø	-Ø.ØØØØ1	Ø.28849
2.61798	Ø.Ø	-Ø.ØØØØ1	Ø.28849
2.70525	-4.63484	-Ø.Ø4046	Ø.28814
2.79251	-8.8164Ø	-Ø.15784	Ø.2664Ø
2.87978	-12.13497	-Ø.34068	Ø.28205
2.96705	-14.26568	-Ø.57106	Ø.2741Ø
3.05431	-15.00000	-Ø.82645	Ø.2619Ø
3.14158	-14.26602	-1.Ø8185	Ø.24525
3.22884	-12.1356Ø	-1.31224	Ø.22436
3.31611	-8.81727	-1.49509	Ø.19986
3.40338	-4.63586	-1.61249	Ø.17274
3.49064	-Ø.ØØØ67	-1.65295	Ø.14424
3.57791	4.63459	-1.61252	Ø.11575
3.66517	8.81619	-1.49514	Ø.Ø8863
3.75244	12.13481	-1.31230	Ø.Ø6413
3.83971	14.26561	-1.Ø8192	Ø.Ø4323
3.92697	15.00000	-Ø.82653	Ø.Ø2658
4.01424	14.2661Ø	-Ø.57113	Ø.Ø1438
4.1015Ø	12.13575	-Ø.34073	Ø.ØØ643
4.18877	8.81748	-Ø.15788	Ø.ØØ207
4.27604	4.6361Ø	-Ø.Ø4048	Ø.ØØØ34
4.3633Ø	Ø.ØØØ92	-Ø.ØØØØ1	-Ø.ØØØØ1

ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ КУЛАЧКА:

РАДИУС КУЛАЧКОВОЙ ШАЙБЫ- Ø,27973

ЭКЦЕНТРИСИТЕТ- Ø,Ø9592

ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОФИЛЯ КУЛАЧКА

FI	XPRFL	YPRFL	RPRFL	DELTA	ALFA	RKRZVN
0.0	0.09592	0.27973	0.29572	0.33033	-0.33033	0.29572
0.08727	0.11997	0.27066	0.29605	0.41721	-0.30387	0.75450
0.17453	0.14340	0.26088	0.29769	0.50260	-0.22450	-1.35258
0.26188	0.16672	0.25159	0.30181	0.58522	-0.09678	-0.40880
0.34907	0.19073	0.24358	0.30937	0.66431	0.06212	-0.32434
0.43633	0.21639	0.23708	0.32099	0.73980	0.22272	-0.42049
0.52360	0.24455	0.23174	0.33691	0.81229	0.35697	-1.03908
0.61086	0.27580	0.22666	0.35699	0.88289	0.45100	2.44985
0.69813	0.31026	0.22053	0.38065	0.95207	0.50388	0.69070
0.78540	0.34747	0.21182	0.40695	1.02334	0.52027	0.45635
0.87266	0.38644	0.19905	0.43469	1.09515	0.50552	0.36425
0.95993	0.42566	0.18096	0.46253	1.16803	0.46425	0.31373
1.04720	0.46330	0.15673	0.48909	1.24459	0.40059	0.28192
1.13446	0.49740	0.12611	0.51314	1.32249	0.31907	0.26239
1.22173	0.52613	0.08942	0.53367	1.40244	0.22554	0.25378
1.30899	0.54801	0.04754	0.55006	1.48427	0.12739	0.25657
1.39626	0.56207	0.00171	0.56208	1.56775	0.03302	0.27217
1.48353	0.56801	-0.04659	0.56992	-1.48896	-0.04941	0.30306
1.57079	0.56614	-0.09592	0.57421	-1.40297	-0.11318	0.35418
1.65806	0.55735	-0.14504	0.57591	-1.31620	-0.15345	0.43640
1.74532	0.54294	-0.19313	0.57626	-1.22904	-0.16723	0.57625
1.83259	0.52404	-0.23971	0.57626	-1.14177	-0.16723	0.57626
1.91986	0.50115	-0.28447	0.57626	-1.05451	-0.16723	0.57626
2.00712	0.47445	-0.32707	0.57626	-0.96724	-0.16723	0.57626
2.09439	0.44414	-0.36718	0.57626	-0.87998	-0.16723	0.57626
2.18165	0.41045	-0.40449	0.57626	-0.79271	-0.16723	0.57626
2.26892	0.37363	-0.43872	0.57626	-0.70544	-0.16723	0.57626
2.35618	0.33397	-0.46962	0.57626	-0.61818	-0.16723	0.57626
2.44345	0.29177	-0.49694	0.57626	-0.53091	-0.16723	0.57626
2.53072	0.24735	-0.52047	0.57626	-0.44365	-0.16723	0.57626
2.61798	0.20105	-0.54005	0.57626	-0.35638	-0.16723	0.57626
2.70525	0.15307	-0.55520	0.57591	-0.26901	-0.18115	0.43789
2.79251	0.10350	-0.56480	0.57421	-0.18124	-0.22149	0.36161
2.87978	0.05276	-0.56747	0.56992	-0.09270	-0.28412	0.32002
2.96705	0.00172	-0.56207	0.56208	-0.00305	-0.36264	0.30083
3.05431	-0.04834	-0.54793	0.55006	0.08800	-0.44936	0.29796
3.14158	-0.09591	-0.52498	0.53367	0.18070	-0.53663	0.30789
3.22884	-0.13948	-0.49381	0.51313	0.27529	-0.61802	0.32802
3.31611	-0.17774	-0.45565	0.48909	0.37192	-0.68890	0.35620
3.40338	-0.20975	-0.41223	0.46253	0.47068	-0.74632	0.39099
3.49064	-0.23514	-0.36560	0.43469	0.57154	-0.78838	0.43269
3.57791	-0.25406	-0.31789	0.40694	0.67426	-0.81358	0.48548
3.66517	-0.26724	-0.27105	0.38064	0.77832	-0.82022	0.56284
3.75244	-0.27580	-0.22666	0.35699	0.88288	-0.80607	0.70480
3.83971	-0.28107	-0.18576	0.33691	0.98681	-0.76861	1.066526
3.92697	-0.28442	-0.14878	0.32098	1.08885	-0.70612	3.04018
4.01424	-0.28696	-0.11558	0.30936	1.18790	-0.62039	-3.58756
4.10150	-0.28942	-0.08557	0.30181	1.28334	-0.52059	-1.89642
4.18877	-0.29201	-0.05784	0.29768	1.37525	-0.42487	97.61586
4.27604	-0.29437	-0.03144	0.29605	1.46440	-0.35560	0.69876
4.36330	-0.29566	-0.00554	0.29571	1.55205	-0.33035	0.29575

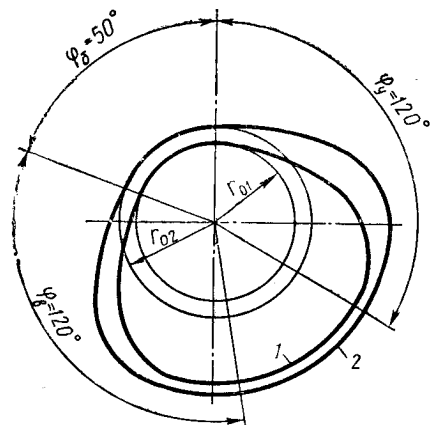
Рис. 35. Реализация программы V.5 для случая механизма с остроконечным толкателем при законе движения толкателя (см. рис. 34)

## РАДИУС КУЛАЧКОВОЙ ШАЙБЫ- Ø.33810

FI	ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОФИЛЯ КУЛАЧКА				RKRZVN
	XPRFL	YPRFL	RPRFL	DELTA	
Ø.Ø	Ø.Ø	Ø.33810	Ø.33810	Ø.Ø	Ø.33810
Ø.Ø8727	Ø.Ø3756	Ø.33646	Ø.33855	Ø.11116	Ø.52386
Ø.17453	Ø.Ø9016	Ø.32953	Ø.34164	Ø.26707	Ø.69285
Ø.26180	Ø.15499	Ø.31516	Ø.35120	Ø.45704	Ø.82994
Ø.34907	Ø.22788	Ø.29217	Ø.37053	Ø.66242	Ø.92312
Ø.43633	Ø.30393	Ø.26066	Ø.40039	Ø.86189	Ø.96468
Ø.52360	Ø.37805	Ø.22206	Ø.43844	1.03970	Ø.95197
Ø.61086	Ø.44570	Ø.17695	Ø.48028	1.18899	Ø.88764
Ø.69813	Ø.50336	Ø.13469	Ø.52106	1.30934	Ø.77940
Ø.78540	Ø.54896	Ø.09288	Ø.55676	1.40319	Ø.63926
Ø.87266	Ø.58199	Ø.05680	Ø.58478	1.47351	Ø.48234
Ø.95993	Ø.60343	Ø.02883	Ø.60412	1.52305	Ø.32543
1.04720	Ø.61539	Ø.01002	Ø.61548	1.55451	Ø.18529
1.13446	Ø.62067	-Ø.00016	Ø.62067	-1.57054	Ø.07705
1.22173	Ø.62217	-Ø.00381	Ø.62218	-1.56468	Ø.01272
1.30899	Ø.62234	-Ø.00437	Ø.62235	-1.56378	Ø.00000
1.39626	Ø.62273	-Ø.00617	Ø.62276	-1.56089	Ø.04156
1.48353	Ø.62373	-Ø.01383	Ø.62389	-1.54863	Ø.13474
1.57079	Ø.62450	-Ø.03157	Ø.62530	-1.52029	Ø.27102
1.65806	Ø.62315	-Ø.06264	Ø.62629	-1.47062	Ø.44081
1.74532	Ø.61707	-Ø.10880	Ø.62659	-1.39627	Ø.62657
1.83259	Ø.60524	-Ø.16217	Ø.62659	-1.30901	Ø.62659
1.91986	Ø.58880	-Ø.21430	Ø.62659	-1.22174	Ø.62659
2.00712	Ø.56788	-Ø.26480	Ø.62659	-1.13447	Ø.62659
2.09439	Ø.54264	-Ø.31329	Ø.62659	-1.04721	Ø.62659
2.18165	Ø.51327	-Ø.35939	Ø.62659	-Ø.95994	Ø.62659
2.26892	Ø.48000	-Ø.40276	Ø.62659	-Ø.87268	Ø.62659
2.35618	Ø.44307	-Ø.44306	Ø.62659	-Ø.78541	Ø.62659
2.44345	Ø.40277	-Ø.47999	Ø.62659	-Ø.69814	Ø.62659
2.53072	Ø.35940	-Ø.51326	Ø.62659	-Ø.61088	Ø.62659
2.61798	Ø.31330	-Ø.54263	Ø.62659	-Ø.52361	Ø.62659
2.70525	Ø.27200	-Ø.56414	Ø.62628	-Ø.44926	Ø.44084
2.79251	Ø.24326	-Ø.57604	Ø.62530	-Ø.39958	Ø.27185
2.87978	Ø.22633	-Ø.58138	Ø.62388	-Ø.37124	Ø.13475
2.96705	Ø.21879	-Ø.58306	Ø.62276	-Ø.35899	Ø.04157
3.05431	Ø.21696	-Ø.58331	Ø.62235	-Ø.35610	-Ø.00000
3.14158	Ø.21638	-Ø.58334	Ø.62218	-Ø.35520	Ø.01270
3.22884	Ø.21244	-Ø.58318	Ø.62067	-Ø.34933	Ø.07703
3.31611	Ø.20107	-Ø.58170	Ø.61547	-Ø.33280	Ø.18526
3.40338	Ø.17930	-Ø.57690	Ø.60412	-Ø.30134	Ø.32540
3.49064	Ø.14569	-Ø.56632	Ø.58476	-Ø.25180	Ø.48231
3.57791	Ø.10049	-Ø.54762	Ø.55676	-Ø.18149	Ø.63923
3.66517	Ø.04561	-Ø.51907	Ø.52107	-Ø.08765	Ø.77937
3.75244	-Ø.01570	-Ø.48002	Ø.48028	Ø.03270	Ø.88762
3.83971	-Ø.07935	-Ø.43121	Ø.43845	Ø.18198	Ø.95195
3.92697	-Ø.14097	-Ø.37476	Ø.40039	Ø.35979	Ø.96468
4.01424	-Ø.19659	-Ø.31408	Ø.37053	Ø.55926	Ø.92312
4.10150	-Ø.24312	-Ø.25344	Ø.35120	Ø.76463	Ø.82995
4.18877	-Ø.27880	-Ø.19744	Ø.34163	Ø.95462	Ø.69287
4.27604	-Ø.30331	-Ø.15037	Ø.33854	1.11053	Ø.52386
4.36330	-Ø.31769	-Ø.11564	Ø.33809	1.22170	Ø.33812

Рис. 36. Параметры механизма с плоским толкателем, реализующим закон движения толкателя (см. рис. 34)

Рис. 37. Профили кулачков, реализующих закон движения при разных типах толкателей (см. рис. 34)



подпрограмм DINTGR формируют массивы скоростей и перемещений толкателя. После метки 7 обращением к подпрограммам DKLNK и DPRFLP определяются значения основных размеров механизма и параметров кулачка. На рис. 35 приведен пример расчета на ЭВМ механизма с заостренным толкателем для случая  $a_0 = 15 \text{ м с}^{-2}$ , угловая скорость кулачка  $\omega_1 =$

$= 5 \text{ с}^{-1}$ ,  $\alpha_d = 0,525 \text{ рад}$ ,  $\beta = 0,35 \text{ рад}$ . На рис. 36 приведены параметры механизма с плоским толкателем, реализующего тот же закон движения. На рис. 37 приведены профили кулачков, полученных для остроконечного 1 и плоского 2 толкателей, при воспроизведении ими закона движения толкателя, представленного на рис. 34 при указанных параметрах.

## Глава 6. СИНТЕЗ СХЕМ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ И ЗАЦЕПЛЕНИЙ

### 6.1. Применение алгоритмов автоматизированного проектирования при расчетах зубчатых передач

Зубчатые передачи, являющиеся одними из самых сложных механизмов по геометрической форме звеньев, обладают относительно простой кинематикой. Кинематический анализ их сводится к определению передаточных отношений между валами, на которых смонтированы зубчатые колеса [1]. Эти расчеты при известных кинематических схемах механизмов выполняются по простым формулам и не требуют сложных алгоритмов. При синтезе зубчатых механизмов обычно задают передаточные отношения и граничные условия, которые необходимо обеспечить,— габаритные размеры, массу и т. п. Кроме того, необходимо выдержать ряд требований, связанных с технологией изготовления зубчатых колес,— обеспечение стандартных межосевых расстояний, вписывание в ряд рекомендуемых передаточных отношений и др. Следовательно, задача синтеза зубчатых механизмов является многовариантной даже без учета прочности звеньев. В этом случае целесообразно применять алгоритмы автоматизированного проектирования. Их использование позволяет решать задачи оптимального синтеза механизмов.

Из-за сложности формы зубьев зубчатых колес, особенностей геометрии зуборезного инструмента геометрические расчеты зубчатых колес весьма трудоемки. В ряде случаев они требуют использования специальных таблиц и графиков, приводимых в справочной литературе. Трудоемкость этих расчетов привела к предельной их формализации — обычно геометрические расчеты выполняются на специальных бланках, определяемые размеры зацепления регламентированы стандартами или нормальями. Трудоемкость геометрических расчетов зацеплений делает целесообразным разработку и применение соответствующих алгоритмов автоматизированного расчета.

## 6.2. Алгоритм синтеза многосателлитных планетарных зубчатых механизмов

В технике получили широкое распространение как сложные многоступенчатые, так и простые одноступенчатые планетарные механизмы [1]. При проектировании сложных механизмов обычно бывают известны передаточные отношения отдельных ступеней, представляющих собой простые трехзвенные планетарные механизмы. Задача их проектирования заключается в определении количества сателлитных блоков и чисел зубьев зубчатых колес.

Классифицируя такие механизмы по видам зацепления колес, трехзвенные механизмы можно привести к четырем основным типам, схемы которых представлены на рис. 38. В свою очередь, механизмы схем (а) и (б) можно считать конструктивными модификациями одного типа, так как при равных числах зубьев колес 2 и 3, т. е. ( $z_2 = z_3$ ), кинематика механизмов одинакова. Передаточные отношения механизмов могут быть определены по формуле Виллиса [1]

$$i_{14} = 1 - i_{14}^h,$$

где  $i_{14}^h$  — передаточное отношение обращенного механизма, полученного из основного условной остановкой водила  $h$ . Его величина определяется по общим правилам нахождения передаточных отношений механизмов с неподвижными осями вращения звеньев.

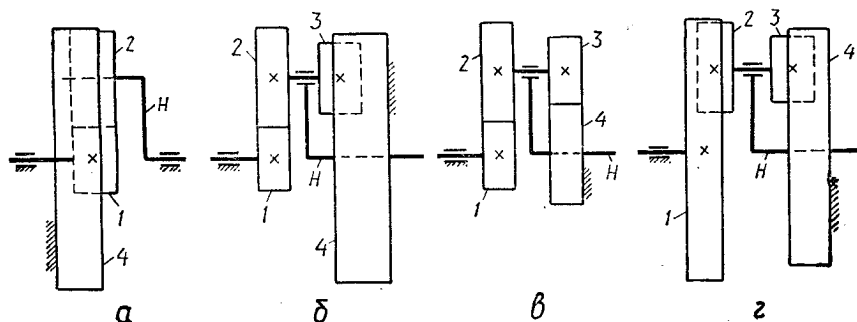


Рис. 38. Кинематические схемы планетарных редукторов

Подбирая числа зубьев колес механизмов, можно получить любые передаточные отношения, однако при этом следует учитывать габариты передачи, ее КПД, возможность заклинивания зубьев, их интерференцию и т. п. [1]. При синтезе планетарных механизмов кроме обеспечения необходимого передаточного отношения надо выполнить условия соосности, сборки и соседства.

Условие соосности требует, чтобы при расположении осей колес 1, 4 и водила  $h$  на одной прямой обеспечивалось зацепление их с сателлитами. Для этого сумма радиусов полюдных (начальных) окружностей соответствующих колес должна быть постоянной:

$$\begin{aligned} \text{схемы (а) и (б)} \quad r_{w1} + r_{w2} &= r_{w4} - r_{w3}; \\ \text{(б)} \quad r_{w1} + r_{w2} &= r_{w4} + r_{w3}; \\ \text{(з)} \quad r_{w1} - r_{w2} &= r_{w4} - r_{w3}. \end{aligned} \quad (6.1)$$

Из выражений (6.1) вытекают соотношения между числами зубьев колес:

$$\begin{aligned} \text{схемы (а) и (б)} \quad z_1 + z_2 &= z_4 - z_3; \\ \text{(б)} \quad z_1 + z_2 &= z_4 + z_3; \\ \text{(з)} \quad z_1 - z_2 &= z_4 - z_3. \end{aligned} \quad (6.2)$$

Если число сателлитных блоков больше единицы, то необходимо обеспечить собираемость механизма — одновременность зацепления всех сателлитов с центральными колесами. Это достигается выполнением условия сборки. Несобираемость передачи можно объяснить следующим образом. Первый смонтированный сателлит или сателлитный блок полностью определяет взаимное расположение зубчатых колес и водила. Монтаж второго сателлита или блока сателлитов будет обусловлен положением одного из центральных колес и водила, так как зуб сателлита может оказаться не напротив впадины, а напротив зуба. Если  $k$  сателлитов равномерно размещены по окружности, то для монтажа второго сателлитного блока водило  $h$  надо повернуть на угол

$$\varphi_h = 2\pi n_h + 2\pi/k,$$

где  $n_h$  — количество полных оборотов водила.

При повороте водила на угол  $\varphi_h$  колесо 1 повернется на угол  $\varphi_1 = i_{1h}\varphi_h$ . Второй сателлит войдет в зацепление тогда, когда зацепляющееся с ним колесо повернется на целое число  $C$  угловых шагов зубьев, то есть

$$\varphi_1 = (2\pi/z_1)C = i_{1h}\varphi_h = 2\pi(n_h + 1/k)i_{1h},$$

откуда получим

$$C = z_1 i_{1h} (1 + kn_h)/k. \quad (6.3)$$

Обозначая при  $n_h = 0$   $C = C_0 = z_1 i_{1h}/k$ , для общего случая получим условие сборки

$$C = C_0 (1 + kn_h). \quad (6.4)$$

Если для принятого  $i_{1h}$  условие (6.4) выполняется, то механизм может быть собран.

При назначении количества сателлитов  $k$  необходимо следить, чтобы выполнялось условие соседства. Это условие заключается в том, что при  $k > 1$  соседние сателлиты не задевают друг друга своими зубьями. Для этого расстояние между осями соседних сателлитов должно быть больше диаметра окружности вершин наибольшего из сателлитов в блоке. Это условие после преобразований принимает вид

$$\sin(\pi/k) > (z + 2)/(z_1 \pm z_2), \quad (6.5)$$

где на место  $z$  необходимо подставлять большее из чисел зубьев  $z_2$  и  $z_3$ , знак плюс принимают при наружном зацеплении.

Получим зависимости для определения чисел зубьев колес редукторов с учетом указанных условий. Для механизмов схем (а) и (б) условие обеспечения необходимого передаточного отношения имеет вид

$$i_{1h} = 1 + (z_2/z_1)(z_4/z_3), \quad (6.6)$$

или, обозначая  $\lambda = z_2/z_3$ , получим

$$i_{1h} = 1 + \lambda(z_4/z_1). \quad (6.7)$$

Из условия (6.2) получим  $z_1 + z_2 = z_4 - z_3$ ,  $z_1 + \lambda z_3 = z_4 - z_3$ ,  $z_3 = (z_4 - z_1)/(1 + \lambda)$ . Выразим по (6.7)  $z_4$  через  $z_1$  и  $i_{1h}$ :

$$z_4 = (i_{1h} - 1)z_1/\lambda. \quad (6.8)$$

Тогда

$$z_3 = z_1(i_{1h} - 1 - \lambda)/(\lambda(1 + \lambda)); \quad (6.9)$$

$$z_2 = z_1(i_{1h} - 1 - \lambda)/(1 + \lambda). \quad (6.10)$$

В этих выражениях число зубьев колеса  $z_1$  можно определить как  $z_1 = C_0 k / i_{1h}$ . Полученные числа зубьев колес необходимо проверять по (6.5). Так как числа зубьев могут быть только целыми числами, то представим  $i_{1h} = P/Q$ ,  $\lambda = L_2/L_3$ , где  $P$ ,  $Q$ ,  $L_2$ ,  $L_3$  — взаимно несократимые целые числа. Тогда получим из выражений (6.8) — (6.10)

$$\begin{aligned} z_4 &= z_1(P - Q)L_3/(QL_2); \\ z_3 &= z_1(PL_3 - QL_3 - QL_2)L_3/(QL_2(L_2 + L_3)); \\ z_2 &= z_1(PL_3 - QL_3 - QL_2)/(Q(L_2 + L_3)); \\ z_1 &= QkC_0/P. \end{aligned} \quad (6.11)$$

При использовании зависимостей (6.11) следует помнить, что частное от деления двух целых чисел тоже целое число, равное целой части частного соответствующих натуральных чисел.

Аналогичные зависимости могут быть получены для схем (в) и (г) редукторов. Они сведены в табл. 21. Полученные по условиям обеспечения передаточного отношения, соосности, сборки и соседства числа зубьев зубчатых колес должны обеспечивать правильное зацепление во избежание заклинивания и поломки зубьев. Для обеспечения незаклинивания передач с внутренним зацеплением, составленных из эвольвентных нулевых колес, необходимо для колес с внутренними зубьями принимать  $z_{\min} > 85$ , для зацепля-



Таблица 21. Определение чисел зубьев колес планетарных механизмов

№ колеса	Схема механизма на рис. 38		
	а, б	в	г
1	$z_1 = C_0 K / i_{1h} = C_0 K Q / P;$		
2	$z_2 = z_1 (i_{1h} - \lambda - 1) :$ $:(1 + \lambda) = z_1 (PL_3 -$ $- Q (L_3 + L_2)) / (Q (L_2 +$ $+ L_3))$	$z_2 = z_1 (i_{1h} + \lambda - 1) :$ $:(1 - \lambda) = z_1 (PL_3 -$ $- Q (L_3 - L_2)) / (Q (L_3 -$ $- L_2));$	$z_2 = z_1 (i_{1h} + \lambda - 1) :$ $:(1 - \lambda) = z_1 (PL_3 -$ $- Q (L_3 - L_2)) / (Q (L_2 -$ $- L_3));$
3	$z_3 = z_1 (i_{1h} - \lambda - 1) :$ $:(\lambda (1 + \lambda)) = z_1 L_3 \times$ $\times (PL_3 - Q (L_3 - L_2)) :$ $:(QL_2 (L_2 + L_3));$	$z_3 = z_1 (i_{1h} + \lambda - 1) :$ $:(\lambda (1 - \lambda)) = z_1 L_3 (PL_3 -$ $- Q (L_3 - L_2)) :$ $:(QL_2 (L_3 - L_2));$	$z_3 = z_1 (i_{1h} + \lambda -$ $- 1) / (\lambda (\lambda - 1)) =$ $= z_1 L_3 (PL_3 -$ $- Q (L_3 - L_2)) :$ $:(QL_2 (L_2 - L_3));$
4	$z_4 = z_1 (i_{1h} - 1) : \lambda =$ $= z_1 L_3 (P - Q) / (QL_2).$	$z_4 = z_1 (1 - i_{1H}) / \lambda = z_1 L_3 (Q - P) / (L_2 Q).$	

ющихся с ними колес с внешними зубьями —  $z_{\min} \geq 20$ . Разность чисел зубьев зацепляющихся колес с внутренним зацеплением из-за интерференции должна быть не менее 8. При наружном зацеплении колес принимают минимальное число зубьев  $z_{\min} > 17$  во избежание подреза ножки зуба [1].

Зависимости, приведенные в табл. 21 с учетом указанных ограничений на числа зубьев колес, могут быть реализованы подпрограммой DZBPL (VI.1). При обращении к подпрограмме задают

#### IV.1.

SUBROUTINE DZBPL(KS, P, Q, L2, L3, Z1MIN, Z1MAX, SHEMA)  
 С ОПРЕДЕЛЕНИЕМ ЧИСЕЛ ЗУБЬЕВ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНЫХ  
 С МНОГОСАТЕЛЛИТНЫХ МЕХАНИЗМОВ ПО УСЛОВИЯМ СООСНОСТИ,  
 С СБОРКИ И СОСЕДСТВА  
 С ВСЕ ВЫЧИСЛЕНИЯ ПРОВОДЯТСЯ С ЦЕЛОЧИСЛЕННЫМИ  
 С ПЕРЕМЕННЫМИ.  
 С KS — КОЛИЧЕСТВО САТЕЛЛИТНЫХ БЛОКОВ.  
 С P И Q — ЦЕЛЫЕ ЧИСЛА, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ  
 С ОТНОШЕНИЕ  $i_{1H} = P/Q$ .  
 С L2 И L3 — ПРОСТЫЕ ЧИСЛА, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ СООТНОШЕНИЕ  
 С ЗУБЬЕВ В КОЛЕСАХ САТЕЛЛИТНОГО БЛОКА:  $Z_2 : Z_3 = L_2 : L_3$ .  
 С Z1MIN, Z1MAX — ПРЕДЕЛЬНЫЕ ЧИСЛА ЗУБЬЕВ ВЕДУЩЕГО  
 С КОЛЕСА, ДОПУСКАЕМЫЕ ИЗ УСЛОВИЙ ПОДРЕЗА, ЗАКЛИНИВАНИЯ  
 С ИЛИ НАИБОЛЬШИХ ГАБАРИТНЫХ РАЗМЕРОВ МЕХАНИЗМА.  
 С ZKRN — КРИТИЧЕСКОЕ ПО УСЛОВИЮ ЗАКЛИНИВАНИЯ ЧИСЛО  
 С ЗУБЬЕВ КОЛЕСА С НАРУЖНЫМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ.  
 С ZKRW — КРИТИЧЕСКОЕ ПО УСЛОВИЮ ЗАКЛИНИВАНИЯ ЧИСЛО  
 С ЗУБЬЕВ КОЛЕСА С ВНУТРЕННИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ.

С DZ — ДОПУСТИМАЯ РАЗНОСТЬ ЗУБЬЕВ КОЛЕСА ВНУТРЕННЕГО  
 С ЗАЩЕПЛЕНИЯ ПО УСЛОВИЮ ИНТЕРФЕРЕНЦИИ ЗУБЬЕВ.  
 С SHEMA — ОБОЗНАЧЕНИЕ СХЕМЫ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА.  
 INTEGER P, Q, Z1MIN, Z1MAX, ZKRN, ZKRW, DZ, SHEMA, COT,  
 \*COK, CO, C1, Z1, Z2, Z3, Z4  
 COMMON/ZUB/ZKRN, ZKRW, DZ, Z1, Z2, Z3, Z4  
 COT = Z1MIN \* IABS(P)/(KS \* Q)  
 COK = Z1MAX \* IABS(P)/(KS \* Q)  
 CO = COT  
 1 C1 = (KS \* CO \* Q)/IABS(P)  
 IF(C1 - Z1MIN) 3, 2, 2  
 2 IF((C1 \* IABS(P) - KS \* Q \* CO). NE. 0) GO TO 3  
 Z1 = C1  
 IF(SHEMA. EQ. 2) GO TO 4  
 IF(SHEMA. EQ. 3) GO TO 5  
 Z2 = (Z1 \* (P \* L3 - Q \* L3 - Q \* L2))/(Q \* (L2 + L3))  
 Z2 = IABS(Z2)  
 Z3 = Z2 \* L3/L2  
 Z4 = Z1 \* L3 \* (P - Q)/(L2 \* Q)  
 PRINT 20, COT, COK, CO, C1, Z1, Z2, Z3, Z4, SHEMA  
 20 FORMAT(1X, 9I10)  
 IF((L2 - L3). NE. 0) GO TO 7  
 IF((Z2 - ZKRN). LT. 0) GO TO 3  
 7 IF((Z3 - ZKRN). LT. 0) GO TO 3  
 IF((Z4 - ZKRW). LT. 0) GO TO 3  
 4 Z2 = (Z1 \* (P \* L3 - Q \* L3 + Q \* L2))/(Q \* (L3 - L2))  
 Z2 = IABS(Z2)  
 Z3 = Z2 \* L3/L2  
 Z4 = (Z1 \* L3 \* (Q - P))/(L2 \* Q)  
 PRINT 20, COT, COK, CO, C1, Z1, Z2, Z3, Z4, SHEMA  
 IF((Z2 - ZKRH). LT. 0) GO TO 3  
 IF((Z3 - ZKRH). LT. 0) GO TO 3  
 IF((Z4 - ZKRN). LT. 0) GO TO 3  
 GO TO 6  
 5 Z2 = (Z1 \* (P \* L3 - Q \* L3 + Q \* L2))/(Q \* (L2 - L3))  
 Z2 = IABS(Z2)  
 Z3 = Z2 \* L3/L2  
 PRINT 20, COT, COK, CO, C1, Z1, Z2, Z3, Z4, SHEMA  
 IF((Z1 - ZKRW). LT. 0) GO TO 3  
 IF((Z2 - ZKRN). LT. 0) GO TO 3  
 IF((Z1 - Z2). LT. DZ) GO TO 3  
 IF((Z4 - ZKRW). LT. 0) GO TO 3  
 IF((Z3 - ZKRN). LT. 0) GO TO 3  
 IF((Z4 - Z3). LT. DZ) GO TO 3  
 GO TO 6  
 3 CO = CO + 1  
 IF((CO - COK). LE. 0) GO TO 1  
 WRITE(3, 10)  
 10 FORMAT(1X, 'ПРИ ЗАДАНЫХ УСЛОВИЯХ ПОДБОР ЧИСЕЛ'  
 \*'ЗУБЬЕВ НЕВОЗМОЖЕН')  
 RETURN  
 6 WRITE(3, 11)SHEMA, Z1, Z2, Z3, Z3, KS  
 11 FORMAT(1X, 'ЧИСЛА ЗУБЬЕВ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА/'  
 \*1X, 'SHEMA =', 11/' Z1 = I, 13.' Z3 = ', 13.  
 \*' Z4 = ', 13/  
 \*'КОЛИЧЕСТВО БЛОКОВ САТЕЛЛИТОВ KS = ', 12)  
 RETURN  
 END

число сателлитных блоков  $KS$ , передаточное отношение между колесом  $l$  и водилом  $h$ , выраженное отношением целых несократимых

чисел  $P/Q$ , соотношение между числами зубьев сателлитов одного блока ( $L2/L3$ ), минимальное и максимальное возможные числа зубьев колеса 1 из условия подреза, заклинивания, габаритов и т. п. Параметру SHEMA придают значения 1 при синтезе схем (а) и (б); 2 и 3 — соответственно для схем (в) и (г). В операторе COMMON перечислены переменные, которые задаются в главной программе: критические по условию заклинивания числа зубьев при наружном ZKRN и внутреннем ZKRW зацеплении, минимальная допустимая разница чисел зубьев DZ при зацеплении колес с внутренними и наружными зубьями. Кроме того, в области ZUB оператора COMMON указываются числа зубьев синтезированного механизма, чтобы их можно было применять в операторах главной программы. В операторе, помеченном меткой 1, генерируется число C1, которое сравнивается с ZIMIN (VI.1). При  $ZIMIN = C1$  вырабатывается первое значение переменной Z1. В зависимости от значения параметра SHEMA управление передается в блоках подпрограммы с метками 4 или 5, где определяются значения переменных Z2, Z3, Z4 для механизмов разных схем. В каждом блоке программы числа зубьев проверяются на критические значения по заклиниванию.

При несоответствии исходных данных граничным данным на печатающее устройство выводится текст по формату оператора с меткой 10. По окончании подбора зубьев выводится информация по форматам операторов с метками 6 и 11.

Программа (VI.2) представляет пример главной программы с обращениями к подпрограмме DZBPL, а на рис. 39 — результаты ее работы. При полученных числах зубьев передаточное отношение может иметь некоторую погрешность относительно требуемой величины из-за особенностей вычислений с целыми числами.

## VI.2.

### С ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗУБЬЕВ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНЫХ РЕДУКТОРОВ,

```
INTEGER ZKRN, ZKRW, DZ, Z1, Z3, Z4
COMMON/ZUB/ZKRN, ZKRW, DZ, Z1, Z2, Z3, Z4
ZKRN = 20
ZKRW = 85
DZ = 8
```

### С РЕДУКТОР ПО ПЕРВОЙ СХЕМЕ

```
CALL DZBPL(2, 4, 1, 1, 1, 13, 35, 1)
CALL DZBPL(3, 4, 1, 1, 1, 13, 35, 1)
CALL DZBPL(2, 4, 1, 2, 1, 13, 35, 1)
CALL DZBPL(2, 4, 1, 4, 3, 13, 35, 1)
CALL DZBPL(2, 4, 1, 4, 3, 13, 45, 1)
CALL DZBPL(3, 4, 1, 4, 3, 13, 45, 1)
CALL DZBPL(2, 11, 1, 4, 3, 13, 35, 1)
CALL DZBPL(3, 23, 2, 4, 3, 13, 35, 1)
CALL DZBPL(3, 26, 5, 1, 1, 17, 43, 1)
```

### С РЕДУКТОР ПО ВТОРОЙ СХЕМЕ

```
CALL DZBPL(3, -19, 1, 25, 6, 13, 30, 2)
CALL DZBPL(2, -19, 1, 25, 6, 13, 30, 2)
CALL DZBPL(3, 19, 1, 25, 6, 13, 30, 2)
CALL DZBPL(2, 1, 19, 7, 8, 15, 50, 2)
CALL DZBPL(2, 1, 10, 3, 1, 13, 50, 2)
```

С РЕДУКТОР ПО ТРЕТЬЕЙ СХЕМЕ

CALL DZBPL(2, 1, 10, 3, 2, 20, 200, 3)  
CALL DZBPL(2, 1, 10, 2, 3, 20, 200, 3)  
CALL DZBPL(2, 1, 25, 4, 3, 30, 200, 3)  
CALL DZBPL(2, 1, 25, 3, 4, 30, 200, 3)  
CALL DZBPL(3, 1, 13, 2, 3, 20, 200, 3)  
STOP  
END

ЧИСЛА ЗУБЬЕВ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА  
SHEMA=1  
Z1= 29 Z2= 29 Z3= 29 Z4= 87  
КОЛИЧЕСТВО БЛОКОВ САТЕЛЛИТОВ KS= 2

ЧИСЛА ЗУБЬЕВ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА  
SHEMA=1  
Z1= 30 Z2= 30 Z3= 30 Z4= 90  
КОЛИЧЕСТВО БЛОКОВ САТЕЛЛИТОВ KS= 3

ПРИ ЗАДАННЫХ УСЛОВИЯХ ПОДБОР ЧИСЕЛ ЗУБЬЕВ НЕВОЗМОЖЕН

ЧИСЛА ЗУБЬЕВ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА  
SHEMA=1  
Z1= 38 Z2= 27 Z3= 20 Z4= 85  
КОЛИЧЕСТВО БЛОКОВ САТЕЛЛИТОВ KS= 2

ЧИСЛА ЗУБЬЕВ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА  
SHEMA=1  
Z1= 39 Z2= 27 Z3= 20 Z4= 87  
КОЛИЧЕСТВО БЛОКОВ САТЕЛЛИТОВ KS= 3

ЧИСЛА ЗУБЬЕВ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА  
SHEMA=1  
Z1= 14 Z2= 52 Z3= 39 Z4=105  
КОЛИЧЕСТВО БЛОКОВ САТЕЛЛИТОВ KS= 2

ЧИСЛА ЗУБЬЕВ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА  
SHEMA=1  
Z1= 18 Z2= 70 Z3= 52 Z4=141  
КОЛИЧЕСТВО БЛОКОВ САТЕЛЛИТОВ KS= 3

ЧИСЛА ЗУБЬЕВ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА  
SHEMA=1  
Z1= 30 Z2= 48 Z3= 48 Z4=126  
КОЛИЧЕСТВО БЛОКОВ САТЕЛЛИТОВ KS= 3

ЧИСЛА ЗУБЬЕВ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА  
SHEMA=2  
Z1= 18 Z2= 90 Z3= 21 Z4= 86  
КОЛИЧЕСТВО БЛОКОВ САТЕЛЛИТОВ KS= 3

ЧИСЛА ЗУБЬЕВ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА  
SHEMA=2  
Z1= 18 Z2= 90 Z3= 21 Z4= 86  
КОЛИЧЕСТВО БЛОКОВ САТЕЛЛИТОВ KS= 2

ПРИ ЗАДАННЫХ УСЛОВИЯХ ПОДБОР ЧИСЕЛ ЗУБЬЕВ НЕВОЗМОЖЕН

ЧИСЛА ЗУБЬЕВ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА  
SHEMA=2  
Z1= 30 Z2= 22 Z3= 25 Z4= 41  
КОЛИЧЕСТВО БЛОКОВ САТЕЛЛИТОВ KS= 2

ПРИ ЗАДАННЫХ УСЛОВИЯХ ПОДБОР ЧИСЕЛ ЗУБЬЕВ НЕВОЗМОЖЕН

ЧИСЛА ЗУБЬЕВ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА

SHEMA=3

Z1=100 Z2= 70 Z3=105 Z4=135

КОЛИЧЕСТВО БЛОКОВ САТЕЛЛИТОВ KS= 2

ПРИ ЗАДАННЫХ УСЛОВИЯХ ПОДБОР ЧИСЕЛ ЗУБЬЕВ НЕВОЗМОЖЕН

ЧИСЛА ЗУБЬЕВ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА

SHEMA=3

Z1=100 Z2= 84 Z3=112 Z4=128

КОЛИЧЕСТВО БЛОКОВ САТЕЛЛИТОВ KS= 2

ЧИСЛА ЗУБЬЕВ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА

SHEMA=3

Z1=117 Z2= 98 Z3=135 Z4=162

КОЛИЧЕСТВО БЛОКОВ САТЕЛЛИТОВ KS= 3

Рис. 39. Реализация программы VI.2

### 6.3. Алгоритмы определения коэффициентов смещений зубчатых колес

#### с заданными эксплуатационными свойствами

Важнейшим способом управления качеством передачи является назначение таких коэффициентов смещения зуборезного инструмента при изготовлении зубчатых колес, при которых зацепление обладает необходимыми свойствами. Существуют различные системы назначения коэффициентов смещения, позволяющие вписать колеса в требуемые габаритные размеры передачи, обеспечить равномерное изнашивание профилей зубьев, увеличить контактную или изгибную прочность зубьев и т. п. [1]. Рассмотрим некоторые алгоритмы назначения коэффициентов смещения, применяемые в теории механизмов и машин.

Очень часто в конструкторской практике коэффициенты смещения назначают исходя из необходимости вписать передачу стандартного модуля  $m$  в требуемое межосевое расстояние  $a_w$  (зачастую также стандартизованное). Межосевые расстояния передачи со смещением  $a_w$  и без смещения  $a$  отличаются на величину воспринимаемого смещения  $mu$ , где  $y = (a_w - a)/m$  — коэффициент воспринимаемого смещения (рис. 40). Угол зацепления для заданного  $a_w$  может быть определен следующим образом:

$$\alpha_w = \arccos((r_{b1} + r_{b2})/a_w) = \arccos(0,5(z_1 + z_2) \cos \alpha / (y + 0,5(z_1 + z_2))), \quad (6.12)$$

где  $r_{b1}$  и  $r_{b2}$  — радиусы основных окружностей колес 1 и 2.

Из рассмотрения геометрии эвольвентного зацепления следует, что коэффициент суммарного смещения  $x_\Sigma$  связан с углом зацепления  $\alpha_w$  зависимостью [1]

$$x_\Sigma = (z_1 + z_2) (\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha) / (2 \operatorname{tg} \alpha), \quad (6.13)$$

где  $\operatorname{Inv}$  — обозначение эвольвентной функции  $\operatorname{inv} x = \operatorname{tg} x - x$ .

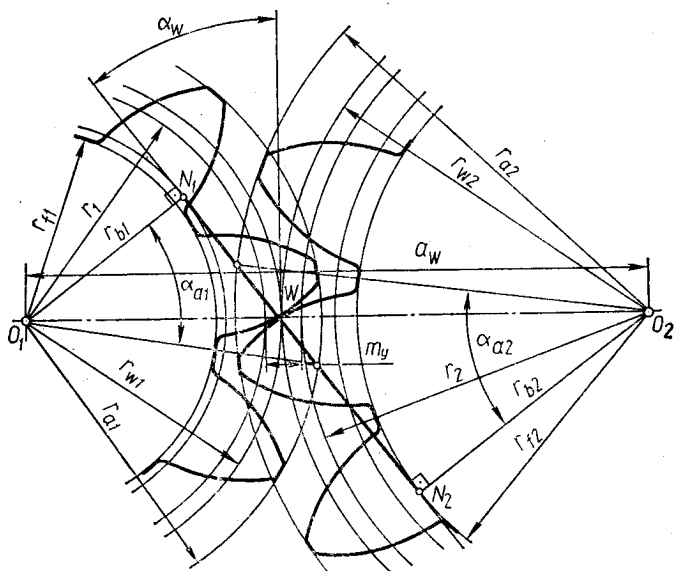


Рис. 40. Наружное эвольвентное зацепление

Коэффициент суммарного смещения, определенный для воспринимаемого смещения, обеспечивает вписывание в требуемое межосевое расстояние  $a_w$ . Величина  $x_2$  может быть распределена между  $x_1$  и  $x_2$  в общем произвольно из условия  $x_2 = x_1 + x_2$ . Однако с целью повышения сопротивляемости рабочих поверхностей заеданию и контактному разрушению рекомендуется назначать  $x_1$  и  $x_2$  из условия

$$x_1 = (x_2 - y(z_2 - z_1)/(z_2 + z_1))/2; \quad (6.14)$$

$$x_2 = x_2 - x_1.$$

Если задача вписывания в требуемое межосевое расстояние не ставится, то коэффициенты смещения назначают из соображений повышения качества зацепления. На качество зацепления оказывает влияние форма зуба: изгибная прочность зуба повышается при увеличении толщины ножки зуба и резко снижается при ее подрезе. Подрез зубьев наблюдается при изготовлении колес с малым числом зубьев — для стандартного исходного контура он возникает при числе зубьев  $z \leq 17$ . Это явление выражается в пересечении эвольвентного профиля зуба с прямолинейной режущей кромкой инструмента ниже основной окружности и с переходной кривой инструмента (рис. 41). При этом участки кромки инструмента, пересекая эвольвентный профиль зуба, удаляют материал его ножки. Явление подреза может возникнуть и при назначении слишком большого отрицательного смещения. Величина коэффициента смещения при стандартном исходном контуре, при котором отсутствует подрез, определится из рассмотрения зависимостей [1]:

$$\text{прямозубое колесо: } x > x_n = 1 - 0,5z^2 \sin^2 \alpha; \quad (6.15)$$

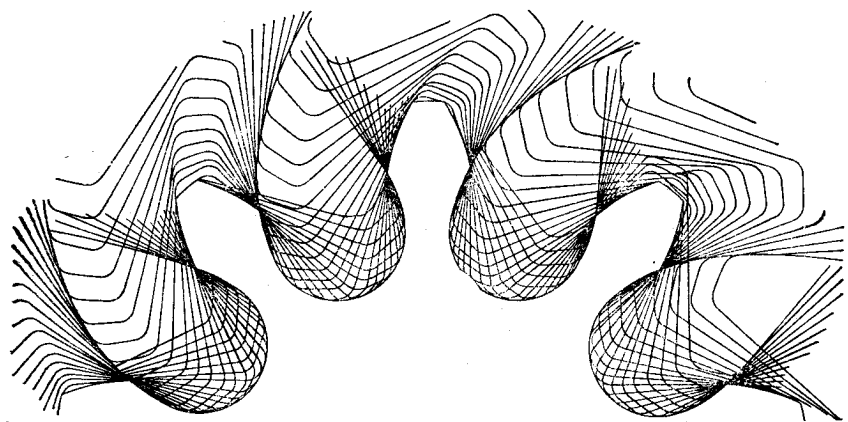


Рис. 41. Подрез зубьев

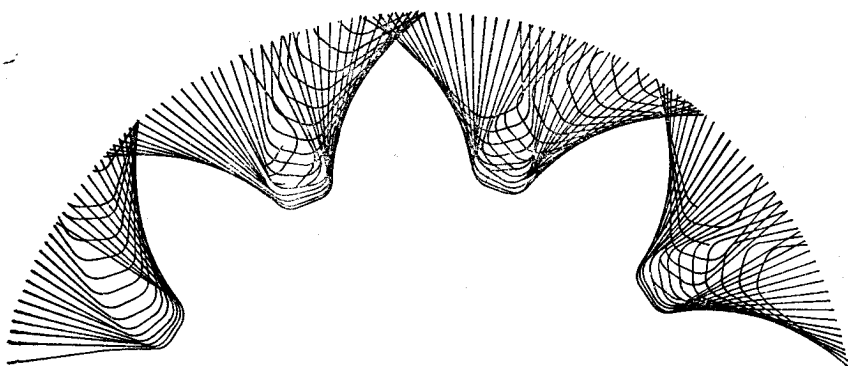


Рис. 42. Заострение зубьев

часто используют приближенную зависимость

$$x > x_n \approx (17 - z)/17; \quad (6.16)$$

косозубое колесо:

$$x > x_n = 1 - z/(2 \cos \beta (\cos^2 \beta \operatorname{ctg}^2 \alpha + 1)). \quad (6.17)$$

Следует иметь в виду, что при большом положительном сдвиге инструментальной рейки эвольвентные профили боковых поверхностей зуба могут пересечься на окружности вершин или же на окружности меньшего радиуса, приводя к заострению зуба (рис. 42). Предельный коэффициент смещения, при котором толщина зуба на окружности вершин равна нулю, определится из выражения [1]:

$$x_s = (2z (\operatorname{inv} \alpha_{at} \pm \operatorname{inv} \alpha_t) - \pi)/(4 \operatorname{tg} \alpha), \quad (6.18)$$

где  $\alpha$  — профильный угол инструмента,  $\alpha_t = \operatorname{arctg} (\operatorname{tg} \alpha / \cos \beta)$ ,  $\alpha_{at} = \operatorname{arccos} (mz \cos \alpha / d_a)$ ;  $d_a$  — диаметр окружности вершин; знак «минус» применяется для наружного зацепления. Для прямозубых колес, полученных стандартным инструментом, может быть исполь-

зована приближенная зависимость [2]

$$x_3 = 0,15z_1^{0,7}. \quad (6.19)$$

Из вышесказанного следует, что назначаемые коэффициенты смещения должны выбираться из диапазона значений

$$x_n < x < x_3. \quad (6.20)$$

Из этого диапазона значения  $x$  назначаются с целью повышения прочности, износостойкости рабочих поверхностей. Например, для повышения контактной прочности зубьев могут быть назначены такие коэффициенты смещения, при которых полюс зацепления всегда находится в зоне двухпарного зацепления:

$$x_1 = \begin{cases} 1/(1 + 0,086(z_1 - 19)^2), & z_1 \leq 19; \\ 0, & z_1 > 19; \end{cases} \quad (6.21)$$

$$x_2 = -x_1.$$

Для повышения износостойкости рабочих поверхностей зубьев коэффициенты смещения могут быть назначены таким образом, чтобы выравнивать коэффициенты удельных скольжений профилей зубьев на ножках зубьев шестерни и колеса:

$$\begin{cases} x_1 = (z_2 - 17)/(2,05z_2 - 7,3) + \Delta; \\ x_2 = -x_1, \end{cases} \quad (6.22)$$

где

$$\Delta = \begin{cases} -0,025(z_1 - 17), & z_1 \leq 17; \\ -0,015(z_1 - 17), & z_1 > 17. \end{cases} \quad (6.23)$$

Кроме указанных могут быть применены и другие системы назначения смещений. Рассмотренные системы могут быть объединены в общий алгоритм, схема которого приведена на рис. 43. Алгоритм имеет следующую структуру. В исходные данные кроме значений модуля  $m$  и чисел зубьев колес  $z_1$  и  $z_2$  входят значения переменных  $a_w$  и SDVIG, по которым выбирается система назначения коэффициентов смещения инструмента. Если  $a_w \neq 0$  (блок 3), коэффициенты смещения выбираются из условия вписывания передачи в требуемое межосевое расстояние (блоки 4—7, 18, 19, 20). Если  $a_w = 0$  управление алгоритмом передается на выбор таких коэффициентов смещения, при которых зацепление обладает требуемыми свойствами. Системам выбора коэффициентов смещения поставлены в соответствие значения переменной SDVIG. При SDVIG = 1 коэффициенты смещения назначаются только из условия проверки граничных значений диапазона (6.20) (блоки 8, 11, 12, 13, 19, 20); при SDVIG = 2 — из условия повышения контактной прочности зубьев (блоки 9, 17, 18, 19, 20); при SDVIG = 3 — из условия повышения износостойкости зубьев (блоки 10, 15, 16, 18, 19, 20). Придавая другие значения этой переменной, можно дополнить алгоритм другими системами назначения коэффициентов  $x_1$  и  $x_2$ . При невыполнении условий назначения коэффици-



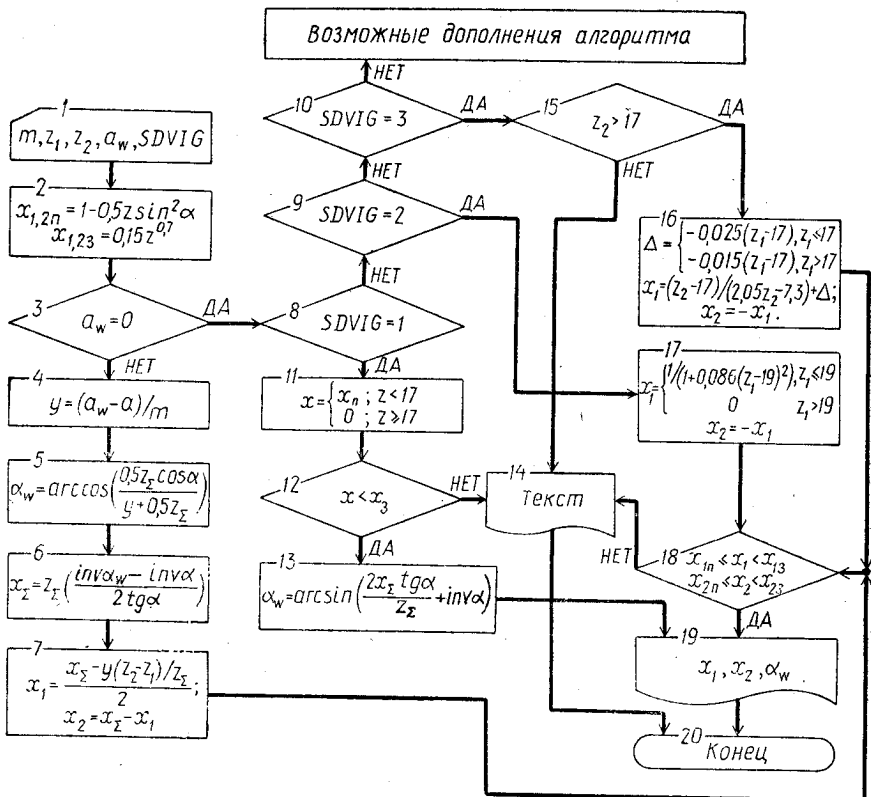


Рис. 43. Схема алгоритма выбора коэффициентов смещений при изготовлении зубчатых колес

ентов смещения  $x_1$  и  $x_2$  по определенным критериям управление передается на блок 14 с выводом соответствующей информации. Подпрограмма DKRKT (VI.3) реализует рассматриваемый алгоритм.

### VI.3.

SUBROUTINE DKRKT(M, Z1, Z2, AW, SDVIG, AAA, X1, X2, ALFAW)  
 С ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗНАЧЕНИЙ КОЭФФИЦИЕНТОВ СМЕЩЕНИЯ И УГЛА  
 С ЗАЦЕПЛЕНИЯ.

С КОЭФФИЦИЕНТЫ СМЕЩЕНИЯ ИНСТРУМЕНТАЛЬНОЙ РЕЙКИ  
 С ВЫБИРАЮТСЯ:

С 1. ИЗ УСЛОВИЯ ВПИСЫВАНИЯ В ЗАДАННОЕ МЕЖЦЕНТРОВОЕ  
 С РАССТОЯНИЕ AW, В ЭТОМ СЛУЧАЕ В ИСХОДНЫХ ДАННЫХ AW  
 С НЕ РАВНО НУЛЮ.

С 2. ИЗ УСЛОВИЙ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТРЕБУЕМЫХ КАЧЕСТВЕННЫХ  
 С СВОЙСТВ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ, В ЭТОМ СЛУЧАЕ AW  
 С ПРИНИМАЕТСЯ РАВНЫМ НУЛЮ, А УПРАВЛЕНИЕ ВЫБОРОМ  
 С СИСТЕМЫ КОЭФФИЦИЕНТОВ СМЕЩЕНИЯ ОСУЩЕСТВЛЯЕТСЯ  
 С ЦЕЛОЧИСЛЕННОЙ ПЕРЕМЕННОЙ SDVIG.

С 2.1. SDVIG = 1, X1 И X2 ВЫБИРАЮТСЯ ИЗ УСЛОВИЯ ОТСУТСТВИЯ  
 С ПОДРЕЗАНИЯ И ЗАОСТРЕНИЯ ЗУБЬЕВ.

С 2.2. SDVIG = 2, X1 И X2 НАЗНАЧАЮТСЯ ИЗ УСЛОВИЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ

С НАХОЖДЕНИЯ ПОЛЮСА В ЗОНЕ ДВУХПАРНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ  
 С ЗУБЬЯ В ЭТОМ СЛУЧАЕ ОБЛАДАЮТ ПОВЫШЕННОЙ  
 С КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТЬЮ.  
 С 2.3. SDVIG = 3, X1 И X2 НАЗНАЧАЮТСЯ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ  
 С РАВЕНСТВА КОЭФФИЦИЕНТОВ УДЕЛЬНЫХ СКОЛЬЖЕНИЙ  
 С НА НОЖКАХ ЗУБЬЕВ КОЛЕС, ПОВЕРХНОСТИ ЗУБЬЕВ В ЭТОМ  
 С СЛУЧАЕ ОБЛАДАЮТ ПОВЫШЕННОЙ ИЗНОСОСТОЙКОСТЬЮ  
 С ПРИ AAA = 0.0 НА ПЕЧАТЬ ВЫВОДИТСЯ ИНФОРМАЦИЯ О X1, X2,  
 С ALFAW.

```

INTEGER SDVIG
REAL M, INV
WRITE(3.25)M, Z1, Z2, AW, SDVIG
25 FORMAT('ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ: M = ', F5.2, ' Z1 = ', F3.0, ' Z2 = ',
  *F3.0, ' AW = ', F7.2, ' SDVIG = ', I1/)
PI = 3.14159
ALFAO = PI/9.0
AO = M * (Z1 + Z2)/2.0
ZS = Z1 + Z2
X1Z = 0.15 * Z1 ** (0.7)
X2Z = 0.15 * Z2 ** (0.7)
X1P = 1.0 - 0.5 * Z1 * (SIN(ALFAO)) ** 2
X2P = 1.0 - 0.5 * Z2 * (SIN(ALFAO)) ** 2
IF(AW, EQ, 0.0) GO TO 1
Y = (AW - AO)/M
ALFAW = ARCOS(0.5 * ZS * (COS(ALFAO)))/(Y + 0.5 * ZS)
XS = ZS * (TAN(ALFAW) - ALFAW - TAN(ALFAO) + ALFAO)/
  *(2.0 * TAN(ALFAO))
X1 = 0.5 * (XS - (Z2 - Z1)/ZS * Y)
X2 = XS - X1
GO TO 2
1 GO TO (7, 8, 9), SDVIG
7 IF(Z1. LT. 17.0)GO TO 10
  X1 = 0.0
  GO TO 11
10 X1 = X1P
11 IF(Z2. LT. 17.0)GO TO 12
  X2 = 0.0
  GO TO 18
12 X2 = X2P
18 IF((X1 - X1Z). GT. 0.0, AND. (X2 - X2Z). GT. 0.0)GO TO 22
  GO TO 13
8 IF(Z1. GT. 19.0)GO TO 14
  X1 = 1.0/(1.0 + 0.086 * (Z1 - 19.0)) ** 2
  GO TO 15
14 X1 = 0.0
15 X2 = -X1
  GO TO 13
9 IF(Z2. LT. 17.0)GO TO 22
  IF(Z1. GT. 17.0)GO TO 16
  D = -0.025 * (Z1 - 17.0)
  GO TO 17
16 D = -0.015 * (Z1 - 17.0)
17 X1 = (Z2 - 17.0)/(2.05 * Z2 - 7.3) + D
  X2 = -X1
13 INV = (X1 + X2)/ZS * 2.0 * TAN(ALFAO) + (TAN(ALFAO) - ALFAO)
  ALFAW = DUGINV(INV, PI/18.0, 0.000001)
  XS = X1 + X2
  Y = 0.0
2 IF(X1 - X1P)20, 3, 3
3 IF(X2 - X2P)20, 4, 4
4 IF(X1 - X1Z)5, 5, 21
  
```

```

5 IF(X2 — X2Z)6, 6, 21
6 IF(AAA. NE. Ø.Ø)RETURN
  WRITE(3, 52)X1, X2, ALFAW
52 FORMAT(1X, 'КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ X1 = ', F6.3,
  *КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ X2 = ', F6.3, ' УГОЛ ЗАЦЕПЛЕНИЯ
  *ALFAW = ', F6.4//)
  GO TO 56
2Ø WRITE(3.5Ø)
50 FORMAT(1X, 'ПРИ ЗАДАННЫХ ПАРАМЕТРАХ КОЛЕСА БУДУТ'
  *'ИЗГОТОВЛЕННЫ С ПОДРЕЗАННЫМИ ЗУБЬЯМИ'//)
  GO TO 56
21 WRITE(3.51)
51 FORMAT(1X, 'ПРИ ЗАДАННЫХ ПАРАМЕТРАХ КОЛЕСА БУДУТ'
  *'ИЗГОТОВЛЕННЫ С ЗАОСТРЕННЫМИ ЗУБЬЯМИ')
  GO TO 56
22 WRITE(3.54)
54 FORMAT(1X, 'ЗАДАВАЕМЫЕ ПАРАМЕТРЫ ТРЕБУЮТ
  'КОРРЕКТИРОВКИ')
56 WRITE(3.55)AO, X1Z, X2Z, X1P, X2P, Y, ALFAW, XS, X1, X2, SDVIG,
  * AW
55 FORMAT(1X, 'AO = ', F6.2, ' X1Z = ', F6.3, ' X2Z = ', F6.3,
  *X1P = ', F6.3, ' X2P = ', F6.3, ' Y = ', F6.3, ' ALFAW = ', F6.2,
  *XS = ', F6.3)/ X1 = ', F6.3, ' X2 = 1, F6.3, ' SDVIG = ', 12, ' AW = ',
  *F6.2/)
  RETURN
  END

```

Правила обращения с ней приведены в комментариях. Для работы с подпрограммой КРКТ необходимо получить зависимости для определения угла зацепления  $\alpha_w$  по значению его эвольвентной функции  $\text{inv } \alpha_w$ . Для этого требуется решить трансцендентное уравнение

$$\text{inv } x = \text{tg } x - x. \quad (6.24)$$

Решим это уравнение методом итераций. Из выражения (6.24) следует, что

$$x = \text{arctg}(x + \text{inv } x). \quad (6.25)$$

Принимая в правой части выражения (6.25)  $x = x_i$ , определим величину  $x_{i+1}$ . Задаваясь точностью  $\delta$  определения  $x_{i+1}$ , проверим  $(x_{i+1} - x_i) \leq \delta$ . Если неравенство не выполняется, вычисляем новое значение  $x_{i+1}$ , если выполняется, расчеты прекращаются. Для диапазона углов зацепления эвольвентных колес начальное значение  $x$  принимается в диапазоне  $0 < x < \pi/2$ , так как при  $x = \pi/2$  функция  $y = \text{tg } x$  имеет разрыв.

Подпрограмма DUGINV (VI.4) реализует указанный алгоритм определения  $\alpha_w$  по значению  $\text{inv } \alpha_w$ .

VI.4.

```

FUNCTION DUGINV(INVX, XNACH, TCHNST)
С ОПРЕДЕЛЕНИЕ УГЛА ЗАЦЕПЛЕНИЯ ПО ЗНАЧЕНИЮ ЕГО
С ИНВОЛЮТЫ.
С ПРИ ОБРАЩЕНИИ ДОЛЖНЫ БЫТЬ ЗАДАНЫ:
С INVX — ЗНАЧЕНИЕ ИНВОЛЮТЫ ОПРЕДЕЛЯЕМОГО УГЛА X,
С XNACH — НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ УГЛА X ПРИ ЧИСЛЕННОМ
С РЕШЕНИИ УРАВНЕНИЯ ЭВОЛЬВЕНТНОЙ ФУНКЦИИ
С ИТЕРАЦИОННЫМ МЕТОДОМ,

```

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:  $M=4.00$   $Z_1=13$ ,  $Z_2=34$ ,  $AW=100.00$   $SDVIG=0$

КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ  $X_1=0.565$  КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ  $X_2=1.236$  УГОЛ ЗАЦЕПЛЕНИЯ  $ALFAW=0.4879$   
 $A_0=94.00$   $X_{1Z}=0.903$   $X_{2Z}=1.771$   $X_{1P}=0.240$   $X_{2P}=-0.989$   $Y=1.500$   $ALFAW=0.49$   $XS=1.801$   
 $X_1=0.565$   $X_2=1.236$   $SDVIG=0$   $AW=100.00$

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:  $M=4.00$   $Z_1=13$ ,  $Z_2=34$ ,  $AW=0.0$   $SDVIG=1$

КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ  $X_1=0.240$  КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ  $X_2=0.0$  УГОЛ ЗАЦЕПЛЕНИЯ  $ALFAW=0.3749$   
 $A_0=94.00$   $X_{1Z}=0.903$   $X_{2Z}=1.771$   $X_{1P}=0.240$   $X_{2P}=-0.989$   $Y=0.0$   $ALFAW=0.37$   $XS=0.240$   
 $X_1=0.240$   $X_2=0.0$   $SDVIG=1$   $AW=0.0$

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:  $M=4.00$   $Z_1=13$ ,  $Z_2=34$ ,  $AW=0.0$   $SDVIG=3$

КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ  $X_1=0.372$  КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ  $X_2=-0.372$  УГОЛ ЗАЦЕПЛЕНИЯ  $ALFAW=0.3490$   
 $A_0=94.00$   $X_{1Z}=0.903$   $X_{2Z}=1.771$   $X_{1P}=0.240$   $X_{2P}=-0.989$   $Y=0.0$   $ALFAW=0.35$   $XS=0.0$   
 $X_1=0.372$   $X_2=-0.372$   $SDVIG=3$   $AW=0.0$

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:  $M=4.00$   $Z_1=13$ ,  $Z_2=34$ ,  $AW=110.00$   $SDVIG=0$

ПРИ ЗАДАННЫХ ПАРАМЕТРАХ КОЛЕСА БУДУТ ИЗГОТОВЛЕННЫ С ЗАОСТРЕННЫМИ ЗУБЬЯМИ

$A_0=94.00$   $X_{1Z}=0.903$   $X_{2Z}=1.771$   $X_{1P}=0.240$   $X_{2P}=-0.989$   $Y=4.000$   $ALFAW=0.64$   $XS=5.733$   
 $X_1=1.973$   $X_2=3.760$   $SDVIG=0$   $AW=110.00$

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:  $M=4.00$   $Z_1=13$ ,  $Z_2=34$ ,  $AW=0.0$   $SDVIG=2$

КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ  $X_1=0.244$  КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ  $X_2=-0.244$  УГОЛ ЗАЦЕПЛЕНИЯ  $ALFAW=0.3490$   
 $A_0=94.00$   $X_{1Z}=0.903$   $X_{2Z}=1.771$   $X_{1P}=0.240$   $X_{2P}=-0.989$   $Y=0.0$   $ALFAW=0.35$   $XS=0.0$   
 $X_1=0.244$   $X_2=-0.244$   $SDVIG=2$   $AW=0.0$

Рис. 44. Реализация программы VI.3

С ТСНСТ — ЗАДАВАЕМАЯ ТОЧНОСТЬ ОПРЕДЕЛЕНИЯ УГЛА  $X$  ПО  
 С ЗНАЧЕНИЯМ ИНВОЛЮТЫ.  
 С ТОЧНОСТЬЮ ДО СЕКУНДЫ ОБЕСПЕЧИВАЕТСЯ  
 С ПРИ ТСНСТ = 0.00001.

```

REAL INVX
X = XNACH
1 X1 = ATAN(X + INVX)
D = ABS(X1 - X)
IF((D - TCHNST).LT. 0.0) GO TO 2
X = X1
GO TO 1
2 DUGINV = X1
RETURN
END
  
```

На рис. 44 приведены результаты работы подпрограммы DKRKT при выборе коэффициентов смещений для зубчатых колес, имеющих модуль  $m = 4$  мм и числа зубьев  $z_1 = 13$ ,  $z_2 = 34$ . Кроме информации о коэффициентах смещения и угле зацепления на печатающее устройство выводятся значения промежуточных параметров подпрограммы.

#### 6.4. Алгоритмы геометрических расчетов передач зацеплением

Геометрические расчеты выполняют в соответствии с формулами, полученными для различных способов зацепления зубчатых колес. Зубчатые колеса наружного зацепления (рис. 40) нарезаются чаще всего инструментом реечного типа — зубчатой рейкой, червячной фрезой. Зубчатые колеса внутреннего зацепления (рис. 45) нарезаются долбьями [1]. В зависимости от задач расчета определению

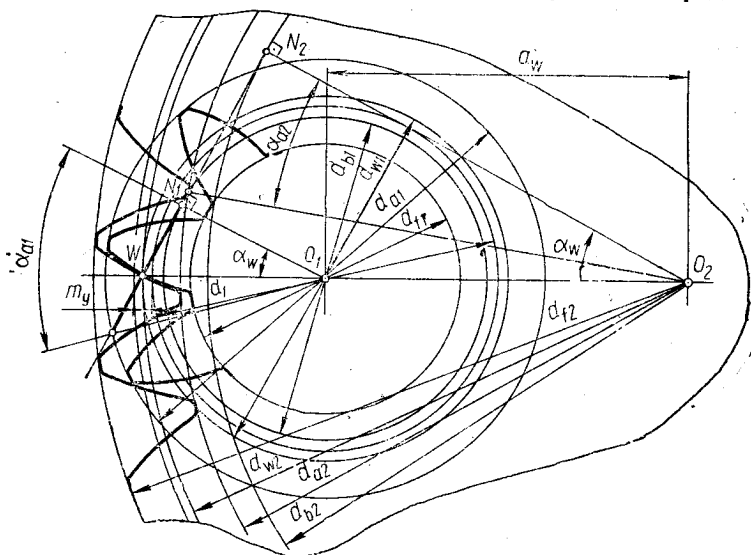


Рис. 45. Внутреннее эвольвентное зацепление

Таблица 22. Основные размеры зубчатого колеса наружного зацепления

Параметр	Формула
Диаметр окружности:	
делительной	$d = mz/\cos \beta$
основной	$d_b = d \cos \alpha;$
впадин	$d_j = d - 2 (h_a^* + c^* - x) m$
вершин	$d_a = d + 2 (h_a^* + x) m$
Толщина зуба на окружностях:	
делительной	$s = \pi/2 + 2x \operatorname{tg} \alpha$
основной	$s_b = d_b (s/d + \operatorname{inv} \alpha)$
вершин	$s_a = d_a (s/d + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_a)$

подлежат различные размеры зубчатых колес. В табл. 22 приведены зависимости для определения основных размеров зубчатых колес наружного зацепления, необходимые для выполнения кинематических и прочностных расчетов. Эти зависимости реализуются подпрограммой DGMTZK (VI.5). На рис. 46 приведены результаты работы подпрограммы при разных коэффициентах смещения.

VI.5.

SUBROUTINE DGMTZK(M, Z, BETA, X, AAA, D, S, DB, SB, DA, SA, DF)  
 С ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ РАЗМЕРОВ ЗУБЧАТОГО  
 С КОЛЕСА.

С ЗАДАНЫ:

С МОДУЛЬ ЗАЦЕПЛЕНИЯ — M, ЧИСЛО ЗУБЬЕВ — Z, УГОЛ ИХ

С НАКЛОНА — BETA, КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ — X,

С ОПРЕДЕЛЯЮТСЯ ДИАМЕТРЫ И ТОЛЩИНЫ ЗУБЬЕВ ПО

С ОКРУЖНОСТЯМ: ДЕЛИТЕЛЬНОЙ, ОСНОВНОЙ, ВЕРШИН И ВПАДИН.

С РЕЗУЛЬТАТЫ ПЕЧАТАЮТСЯ ПРИ AAA = 0.0.

```

REAL M
PI = 3.14159
ALFA = ATAN(TAN(PI/9.0)/COS(BETA))
P = PI * M
D = M * Z/COS(BETA)
DB = D * COS(ALFA)
DF = D - 2.0 * (1.25 - X) * M
PB = P * COS(ALFA)
S = P/2.0 + 2.0 * X * M * TAN(ALFA)
DA = M * (Z + 2.0 + 2.0 * X)
ALFAA = ARCOS(DB/DA)
SA = DA * (PI/2.0 * Z) + 2.0 * X * TAN(ALFA)/Z + TAN(ALFA) -
*ALFA - TAN(ALFAA) + ALFAA
SB = DB * (PI / (2.0 * Z) + 2.0 * X * TAN(ALFA)/Z + TAN(ALFA) -
*ALFA)
IF(AAA, NE, 0.0)RETURN
WRITE(3,1)
1 FORMAT(20X, 40H ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ РАЗМЕРЫ ЗУБЧАТОГО
КОЛЕСА)
WRITE(3,2)
2 FORMAT(20X, 20H ИСХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ:)
WRITE(3,3)M, Z, BETA, X
3 FORMAT(1X, 'МОДУЛЬ ЗАЦЕПЛЕНИЯ M = ', F5.2,
*'ЧИСЛО ЗУБЬЕВ Z = ', F3.0/
*'УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ BETA = ', F6.4,
*'КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ X = ', F6.3//)
    
```

```

WRITE(3.4)D, S
4 FORMAT(1X, 'ДИАМЕТР ДЕЛИТЕЛЬНОЙ ОКРУЖНОСТИ D = ', F7.2,
*'ТОЛЩИНА ЗУБА ПО ДЕЛИТЕЛЬНОЙ ОКРУЖНОСТИ S = ', F7.4)
WRITE(2.5)DB, SB
5 FORMAT(1X, 'ДИАМЕТР ОСНОВНОЙ ОКРУЖНОСТИ DB = ', F7.2,
*'ТОЛЩИНА ЗУБА ПО ОСНОВНОЙ ОКРУЖНОСТИ SB = ', F7.4/)
WRITE(3.6)DA, SA
6 FORMAT(1X, 'ДИАМЕТР ОКРУЖНОСТИ ВЕРШИН DA = ', F7.2,
*'ТОЛЩИНА ЗУБА ПО ОКРУЖНОСТИ ВЕРШИНЫ SA = ', F7.4/)
WRITE(3.7)DF
7 FORMAT(1X, 'ДИАМЕТР ОКРУЖНОСТИ ВПАДИН DF = ', F7.2/)
RETURN
END

```

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ РАЗМЕРЫ ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА  
ИСХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ:

МОДУЛЬ ЗАЦЕПЛЕНИЯ  $M = 4.00$   
 ЧИСЛО ЗУБЬЕВ  $Z = 20$ .  
 УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ  $\beta = 0.0$   
 КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ  $x = 0.0$

ДИАМЕТР ДЕЛИТЕЛЬНОЙ ОКРУЖНОСТИ  $D = 80.00$   
 ТОЛЩИНА ЗУБА ПО ДЕЛИТЕЛЬНОЙ ОКРУЖНОСТИ  $S = 6.2832$

ДИАМЕТР ОСНОВНОЙ ОКРУЖНОСТИ  $D = 75.18$   
 ТОЛЩИНА ЗУБА ПО ОСНОВНОЙ ОКРУЖНОСТИ  $SB = 7.0247$

ДИАМЕТР ОКРУЖНОСТИ ВЕРШИН  $DA = 88.00$   
 ТОЛЩИНА ЗУБА ПО ОКРУЖНОСТИ ВЕРШИНЫ  $SA = 2.7795$

ДИАМЕТР ОКРУЖНОСТИ ВПАДИН  $DF = 70.00$

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ РАЗМЕРЫ ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА  
ИСХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ:

МОДУЛЬ ЗАЦЕПЛЕНИЯ  $M = 4.00$   
 ЧИСЛО ЗУБЬЕВ  $Z = 20$ .  
 УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ  $\beta = 0.1745$   
 КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ  $x = 0.0$

ДИАМЕТР ДЕЛИТЕЛЬНОЙ ОКРУЖНОСТИ  $D = 81.23$   
 ТОЛЩИНА ЗУБА ПО ДЕЛИТЕЛЬНОЙ ОКРУЖНОСТИ  $S = 6.2832$

ДИАМЕТР ОСНОВНОЙ ОКРУЖНОСТИ  $D = 76.20$   
 ТОЛЩИНА ЗУБА ПО ОСНОВНОЙ ОКРУЖНОСТИ  $SB = 7.1709$

ДИАМЕТР ОКРУЖНОСТИ ВЕРШИН  $DA = 88.00$   
 ТОЛЩИНА ЗУБА ПО ОКРУЖНОСТИ ВЕРШИНЫ  $SA = 3.5425$

ДИАМЕТР ОКРУЖНОСТИ ВПАДИН  $DF = 71.23$

а

Рис. 46. Реализации программы VI.6

Для колес, находящихся в наружном зацеплении, необходимо определить ряд параметров, характеризующих качество зацепления. Формулы для их определения приведены в табл. 23, а подпрограмма DGMZPC (VI.6) реализует эти зависимости. В подпрограмме реализуются также некоторые известные зависимости для подсчета промежуточных значений величин. Результаты работы подпрограммы выводятся на печатающее устройство при AAA =  $\emptyset$ .  $\emptyset$  и помещаются в область COMMON /ZPC/ для использования в главной программе.

**ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ РАЗМЕРЫ ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА  
ИСХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ:**

МОДУЛЬ ЗАЦЕПЛЕНИЯ  $M = 4.00$   
ЧИСЛО ЗУБЬЕВ  $Z = 20$ .  
УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ  $\beta = 0.1745$   
КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ  $X = 1.000$

ДИАМЕТР ДЕЛИТЕЛЬНОЙ ОКРУЖНОСТИ  $D = 81.23$   
ТОЛЩИНА ЗУБА ПО ДЕЛИТЕЛЬНОЙ ОКРУЖНОСТИ  $S = 9.2399$

ДИАМЕТР ОСНОВНОЙ ОКРУЖНОСТИ  $D = 76.20$   
ТОЛЩИНА ЗУБА ПО ОСНОВНОЙ ОКРУЖНОСТИ  $S_B = 9.9870$

ДИАМЕТР ОКРУЖНОСТИ ВЕРШИН  $D_A = 96.00$   
ТОЛЩИНА ЗУБА ПО ОКРУЖНОСТИ ВЕРШИНЫ  $S_A = 1.7846$

ДИАМЕТР ОКРУЖНОСТИ ВПАДИН  $D_F = 79.23$

**ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ РАЗМЕРЫ ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА  
ИСХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ:**

МОДУЛЬ ЗАЦЕПЛЕНИЯ  $M = 4.00$   
ЧИСЛО ЗУБЬЕВ  $Z = 20$ .  
УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ  $\beta = 0.1745$   
КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ  $X = -1.000$

ДИАМЕТР ДЕЛИТЕЛЬНОЙ ОКРУЖНОСТИ  $D = 81.23$   
ТОЛЩИНА ЗУБА ПО ДЕЛИТЕЛЬНОЙ ОКРУЖНОСТИ  $S = 3.3265$

ДИАМЕТР ОСНОВНОЙ ОКРУЖНОСТИ  $D = 76.20$   
ТОЛЩИНА ЗУБА ПО ОСНОВНОЙ ОКРУЖНОСТИ  $S_B = 4.3547$

ДИАМЕТР ОКРУЖНОСТИ ВЕРШИН  $D_A = 80.00$   
ТОЛЩИНА ЗУБА ПО ОКРУЖНОСТИ ВЕРШИНЫ  $S_A = 3.7493$

ДИАМЕТР ОКРУЖНОСТИ ВПАДИН  $D_F = 63.23$

$\emptyset$



Таблица 23. Основные размеры эвольвентного наружного зацепления

Определяемый параметр	Формула
Угол профиля	$\alpha_t = \arctg(\operatorname{tg} \alpha / \cos \beta)$
Делительное межосевое расстояние	$a = m(z_1 + z_2) / (2 \cos \beta)$
Коэффициент суммарного смещения	$x_\Sigma = x_1 + x_2$
Угол зацепления	$\operatorname{inv} \alpha_w = 2x_\Sigma \operatorname{tg} \alpha / (z_1 + z_2) + \operatorname{inv} \alpha_t$
Межосевое расстояние	$a_w = (z_1 + z_2) m \cos \alpha_t / (2 \cos \beta \cos \alpha_w)$
Коэффициент воспринимаемого смещения	$y = (a_w - a) / m$
Коэффициент уравнительного смещения	$x_{v0} = x_\Sigma - y$
Коэффициент перекрытия	$\epsilon = (z_1 \operatorname{tg} \alpha_{a1} + z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a2} - (z_1 + z_2) \times \operatorname{tg} \alpha_w) / 2\lambda + b \sin \beta / \pi m.$

VI.6.

```

SUBROUTINE DGMZPC(M, Z1, Z2, BETA, X1, X2, BW, AAA)
С ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ.
С ЗАДАНЫ:
С M — МОДУЛЬ ЗАЦЕПЛЕНИЯ.
С Z1 И Z2 — ЧИСЛА ЗУБЬЕВ КОЛЕС.
С BETA — УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ.
С X1 И X2 — КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ.
С BW — РАБОЧАЯ ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА.
С РЕЗУЛЬТАТЫ ПЕЧАТАЮТСЯ ПРИ AAA = 0.0
REAL M, INVALW
COMMON/ZPC/A, XS, ALFAW, AW, XY, XUR, E
PI = 3.14159
ALFA = PI/9.0
ALFAT = ATAN(TAN(ALFA)/COS(BETA))
A = (Z1 + Z2) * M / (2.0 * COS(BETA))
XS = X1 + X2
INVALW = (2.0 * XS * TAN(ALFA)) / (Z1 + Z2) + TAN(ALFAT) - ALFAT
ALFAW = DUGINY(INVALW, PI/18.0, 0.0, 0.0, 0.0)
AW = (Z1 + Z2) * M * COS(ALFAT) / 2.0 * COS(BETA) * COS(ALFAW)
XY = (AW - A) / M
XUR = XS - XY
DA1 = M * Z1 + 2.0 * (1.0 + X1 - XUR) * M
DA2 = M * Z2 + 2.0 * (1.0 + X2 - XUR) * M
ALA1 = ARCOS(M * Z1 * COS(ALFA) / DA1)
ALA2 = ARCOS(M * Z2 * COS(ALFA) / DA2)
EALFA = (Z1 * TAN(ALA1) + Z2 * TAN(ALA2) - (Z1 + Z2) * TAN
*(ALFAW)) / (2.0 * PI)
EBETA = BW * SIN(BETA) / (PI * M)
E = EALFA + EBETA
IF(AAA .NE. 0.0) RETURN
WRITE(3.1) A, XS, ALFAW, AW, XY, XUR, E
I FORMAT(10X, 'ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЗАЦЕПЛЕНИЯ'//
*'ДЕЛИТЕЛЬНОЕ МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ — A = ', F10.4/
*'КОЭФФИЦИЕНТ СУММАРНОГО СМЕЩЕНИЯ — XS = ', F7.4/
*'УГОЛ ЗАЦЕПЛЕНИЯ', 18X, ' — ALFAW = ', F7.4/
*'МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ', 15X, ' — AW', F10.4/
*'КОЭФФИЦИЕНТ ВОСПРИНИМАЕМОГО СМЕЩЕНИЯ — XY', F7.4/
*'КОЭФФИЦИЕНТ УРАВНИТЕЛЬНОГО СМЕЩЕНИЯ — XUR', F7.4/
*'КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ', 15X, 'E = ', F7.4//)
RETURN
END
    
```

### ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

ДЕЛИТЕЛЬНОЕ МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ—	A= 92.5000
КОЭФФИЦИЕНТ СУММАРНОГО СМЕЩЕНИЯ—	XS= 1.0000
УГОЛ ЗАЦЕПЛЕНИЯ	— ALFAW= 0.4564
МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ	—AW= 96.8323
КОЭФФИЦИЕНТ ВОСПРИНИМАЕМОГО СМЕЩЕНИЯ—	XU= 0.8665
КОЭФФИЦИЕНТ УРАВНИТЕЛЬНОГО СМЕЩЕНИЯ—	XUR= 0.1335
КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ	E= 1.2013

### ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

ДЕЛИТЕЛЬНОЕ МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ—	A= 284.0017
КОЭФФИЦИЕНТ СУММАРНОГО СМЕЩЕНИЯ—	XS= 0.0
УГОЛ ЗАЦЕПЛЕНИЯ	— ALFAW= 0.3619
МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ	—AW= 283.9946
КОЭФФИЦИЕНТ ВОСПРИНИМАЕМОГО СМЕЩЕНИЯ—	XU= -0.0010
КОЭФФИЦИЕНТ УРАВНИТЕЛЬНОГО СМЕЩЕНИЯ—	XUR= 0.0010
КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ	E= 2.7280

Рис. 47. Реализации программы VI.6

На рис. 47 приведены результаты работы подпрограммы при следующих обращениях к ней:

- (а) — CALL □ DGMZPC (5.0, 11.0, 26.0, 0.0, 0.5, 30.0, 0.0);  
 (б) — CALL □ DGMZPC (7.0, 18.0, 60.0, (P1/180.0) \* 16.0, 0.0, 0.0, 0.0, 100.0, 0.0).

Подпрограммы DGMZPC и DGMZK при необходимости могут быть объединены в одну. В этом случае одновременно будут определяться размеры колес и параметры эвольвентного зацепления их зубьев.

По такому принципу построена подпрограмма DGMZVN (VI.7), реализующая зависимости для геометрического расчета колес внутреннего эвольвентного зацепления (см. рис. 45), приведенные в табл. 24. Расчетные формулы учитывают особенности нарезания зубьев долбяком, параметры которого соответствуют ГОСТ 9323-60.

Таблица 24. Основные размеры зубчатых колес при внутреннем зацеплении

Определяемые параметры	Формулы
Делительное межосевое расстояние	$a = m(z_2 - z_1)/2$
Коэффициент разности смещений	$x_d = x_2 - x_1$
Угол зацепления	$\text{inv } \alpha_w = \text{inv } \alpha + 2x_d \text{tg } \alpha (z_2 - z_1)$
Межосевое расстояние	$a_w = a \cos \alpha / \cos \alpha_w$
Коэффициент воспринимаемого смещения	$y = (a_w - a)/m$
Коэффициент уравнительного смещения	$\Delta y = x_d - y$
Диаметры окружностей: делительных	$d_{1,2} = mz_{1,2}$
вершин зубьев шестерни	$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1 + \Delta y - \Delta y_0) m$

Определяемые параметры	Формулы
вершин зубьев колеса	$d_{a2} = d_2 - 2(h_a^* - x_2 + \Delta y - k_2) m$
впадин зубьев шестерни	$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1) m$
впадин зубьев колеса	$d_{f2} = 2d_{w02} + d_{a0}$
Высота зубьев:	
шестерни	$h_1 = (d_{a1} - d_{f1})/2$
колеса	$h_2 = (d_{f2} - d_{a2})/2;$
Профильный угол на окружностях вершин	$\alpha_{a1,2} = \arccos(mz_{1,2} \cos \alpha / d_{a1,2});$
Толщины зубьев по окружностям вершин	$s_{a1,2} = d_{a1,2} ((\pi/2 \pm 2x_{1,2} \operatorname{tg} \alpha) z_{1,2} \pm \pm \operatorname{inv} \alpha_w \mp \operatorname{inv} \alpha_{a01,2});$
Коэффициент перекрытия	$e_\alpha = (z_1 \operatorname{tg} \alpha_{a1} - z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a2}) + (z_2 - z_1) \times \times \operatorname{tg} \alpha_w / 2\pi.$

## VI.7.

SUBROUTINE DGMZVN(M, Z1, Z2, X1, X2, ZO2, DO, XO, DAO, AAA)  
 С ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ВНУТРЕННЕГО  
 С ЗАЦЕПЛЕНИЯ.

С ЗАДАНЫ:

С M — МОДУЛЬ ЗАЦЕПЛЕНИЯ.

С И1 И Z2 — ЧИСЛА ЗУБЬЕВ КОЛЕС.

С X1 И X2 — КОЭФФИЦЕНТЫ СМЕЩЕНИЯ.

С ЗАДАЮТСЯ ПАРАМЕТРЫ ДОЛБЯКА:

С ZO2 — ЧИСЛО ЗУБЬЕВ, DO — ДЕЛИТЕЛЬНЫЙ ДИАМЕТР, XO —

С КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ ИСХОДНОГО КОНТУРА, DAO —

С ДИАМЕТР ВЕРШИН.

С РЕЗУЛЬТАТЫ ПЕЧАТАЮТСЯ ПРИ AAA = 0.0.

С ПАРАМЕТРЫ СТАНОЧНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ ДОЛБЯКА.

С С КОЛЕСАМИ НА ПЕЧАТЬ НЕ ВЫВОДЯТСЯ.

COMMON/ZVN/A, XD, ALFA, AW, D1, D2, DW1, DW2, XY, XUR, DA1,

\*DA2, DF1, DF, H1, H2, SA1, SA2, EALFA

REAL M, INVALW, INVO2, K2

PI = 3.14159

A = M \* (Z2 - Z1) / 2.0

ALFA = PI / 9.0

XD = X2 - X1

INVALW = TAN(ALFA) - ALFA + 2.0 \* XD \* TAN(ALFA) / (Z2 - Z1)

ALFAW = DUGINV(INVALW, PI/18, 0, 0.00001)

AW = A \* COS(ALFA) / COS(ALFAW)

D1 = M \* Z1

D2 = M \* Z2

U = Z2 / Z1

DW1 = 2.0 \* AW / (U - 1.0)

DW2 = 2.0 \* AW \* U / (U - 1.0)

XY = (AW - A) / M

XUR = XD - XY

INVO2 = 2.0 \* (X2 - XO) \* TAN(ALFA) / (Z2 - ZO2) + TAN(ALFA) -

\*ALFA

ALFAO2 = DUGINV(INVO2, PI/18, 0, 0.00001)

AWO2 = (Z2 - ZO2) \* M \* COS(ALFA) / (2.0 \* COS(ALFAO2))

XYO2 = AWO2 / M - (Z2 - ZO2) / 2.0

XURO2 = X2 - XO - XYO2

```

K2 = 0.25 - 0.125 * X2
DA1 = D1 + 2.0 * (1.0 + X1 + XUR - XURO2) * M
DA2 = D2 - 2.0 * (1.0 - X2 + XUR - K2) * M
DF1 = D1 - 2.0 * (1.25 - X1) * M
DF2 = 2.0 * AWO2 + DAO
H1 = (DA1 - DF1)/2.0
H2 = (DF2 - DA2)/2.0
ALA1 = ARCCOS(M * Z1 * COS(ALFA)/DA1)
ALA2 = ARCCOS(M * Z2 * COS(ALFA)/DA2)
EALFA = (Z1 * TAN(ALA1) - Z2 * TAN(ALA2) + (Z2 - Z1) * TAN
*(ALFAW))/(2.0 * PISA1 = DA1 * ((0.5 * PI + 2.0 * X1 * TAN(ALFA)))/
*Z1 + (TAN(ALFA) - ALFA) - (TAN(ALA1) - ALA1))
SA2 = DA2 * ((0.5 * PI - 2.0 * X2 + TAN(ALFA))/Z2 - (TAN(ALFA) -
ALFA) * (TAN(ALA2) - ALA2))
IF(AAA. NE. 0.0)RETURN
WRITE(3.1)A, XD, ALFAW, AW, D1, D2, XY, XUR, DA1, DA2, DF1, DF2
1 FORMAT(5X,'ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС С'/
*5X, 'ВНУТРЕННИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ.'/5X, 'КОЛЕСА НАРЕЗАЮТСЯ',
*'ДОЛБЯКОМ'//
*'ДЕЛИТЕЛЬНОЕ МЕЖКОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ — A = ', F10.4/
*'КОЭФФИЦИЕНТ РАЗНОСТИ СМЕЩЕНИЙ — XD = ', F7.4/
*'УГОЛ ЗАЦЕПЛЕНИЯ — ALFAW = ', F7.4/
*'МЕЖКОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ — AW = ', F10.4/
*'ДЕЛИТЕЛЬНЫЕ ДИАМЕТРЫ: '/
*'ШЕСТЕРНИ — D1 = ', F10.4/
*'КОЛЕСА — D2 = ', F10.4/
*'КОЭФФИЦИЕНТ ВОСПРИНИМАЕМОГО СМЕЩЕНИЯ — XY = ', F7.4/
*'КОЭФФИЦИЕНТ УРАВНИТЕЛЬНОГО СМЕЩЕНИЯ — XUR = ', F7.4/
*'ДИАМЕТРЫ ВЕРШИН ЗУБЬЕВ: '/
*'ШЕСТЕРНИ — DA1 = ', F10.4/
*'КОЛЕСА — DA2 = ', F10.4/
*'ДИАМЕТРЫ ВПАДИН ЗУБЬЕВ: '/
*'ШЕСТЕРНИ — DF1 = ', F10.4/
*'КОЛЕСА — DF2 = ', F10.4)
WRITE(3.2)H1, H2, SA1, SA2, EALFA
2 FORMAT('ВЫСОТА ЗУБА: '/
*'ШЕСТЕРНИ — H1 = ', F7.4/
*'КОЛЕСА — H2 = ', F7.4/
*'ТОЛЩИНА ЗУБА НА ОКРУЖНОСТИ ВЕРШИН: '/
*'ШЕСТЕРНИ — SA1 = ', F10.4/
*'КОЛЕСА — SA2 = ', F10.4/
*'КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ — EALFA = ', F7.4//)
RETURN
END

```

Размеры долбяка в формулах применяются с индексом «0» —  $m_0$ ,  $z_{02}$ ,  $d_0$ ,  $x_0$ ,  $d_{a0}$ . Геометрические параметры станочного зацепления колеса с внутренними зубьями и долбяка определяются по табл. 25.

Таблица 25. Геометрические параметры станочного зацепления колеса с долбяком

Определяемый параметр	Формула
Угол станочного зацепления колеса	$\text{inv } \alpha_{02} = 2(x_2 - x_0) \text{tg } \alpha / (z_2 - z_{02}) + \text{inv } \alpha$
Межосевое расстояние в станочном зацеплении	$a_{W02} = (z_2 - z_{02}) m \cos \alpha / (2 \cos \alpha_{02})$

Определяемый параметр	Формула
Коэффициент воспринимаемого смещения	$y_{02} = a_{W02}/m - (z_2 - z_{02})/2$
Коэффициент уравнивающего смещения	$\Delta y_{02} = x_2 - x_{02} - y_{02}$
Вспомогательный параметр	$k_2 = 0,25 - 0,125x_2$

На рис. 48 приведены результаты работы подпрограммы DGMZVN при следующих обращениях к ней:

(а) — CALL  $\square$  DGMZVN (3.0, 16.0, 51.0, 0.25, 0.25, 25.0, 75.0, 0.17, 83.8, 0.0),

(б) — CALL  $\square$  DGMZVN (3.0, 25.0, 31.0, 0.17, 1.2, 25.0, 75.0, 0.17, 83.8, 0.0).

Указанные алгоритмы и программы их реализации могут быть использованы в курсовом проектировании по теории механизмов и машин. Геометрический расчет конических зацеплений обычно в курсовом проекте не проводят из-за зависимости размеров колес от способа зубонарезания. При необходимости алгоритм и программа расчета конических зацеплений могут быть составлены аналогично разработанным выше.

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС С  
ВНУТРЕННИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ.  
КОЛЕСА НАРЕЗАЮТСЯ ДОЛБЯКОМ

ДЕЛИТЕЛЬНОЕ МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ— A= 52.5000  
КОЭФФИЦИЕНТ РАЗНОСТИ СМЕЩЕНИЙ— XD= 0,0  
УГОЛ ЗАЦЕПЛЕНИЯ — ALFAW= 0.3490  
МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ— AW= 52.4986  
ДЕЛИТЕЛЬНЫЕ ДИАМЕТРЫ:  
ШЕСТЕРНИ— D1= 48.0000  
КОЛЕСА— D2= 153.0000  
КОЭФФИЦИЕНТ ВОСПРИНИМАЕМОГО СМЕЩЕНИЯ— XY=-0.0005  
КОЭФФИЦИЕНТ УРАВНИТЕЛЬНОГО СМЕЩЕНИЯ— XUR= 0.0005  
ДИАМЕТРЫ ВЕРШИН ЗУБЬЕВ:  
ШЕСТЕРНИ— DA1= 55.4905  
КОЛЕСА— DA2= 149.8096  
ДИАМЕТРЫ ВПАДИН ЗУБЬЕВ:  
ШЕСТЕРНИ— DF1= 42.0000  
КОЛЕСА— DF2= 162.2676  
ВЫСОТА ЗУБА:  
ШЕСТЕРНИ— H1= 6.7452  
КОЛЕСА— H2= 6.2290  
ТОЛЩИНА ЗУБА НА ОКРУЖНОСТИ ВЕРШИН:  
ШЕСТЕРНИ— SA1= 1.6445  
КОЛЕСА— SA2= 3.0396  
КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ— EALFA= 1.4751

а

Рис. 48. Реализации программы VI.7

Таблица 26. Основные геометрические параметры червячной передачи с цилиндрическим червяком

Определяемый параметр	Формула
Коэффициент смещения червяка	$x = a_w/m - 0,5(z_2 + q)$
Делительный диаметр: червяка	$d_1 = qm$
червячного колеса	$d_2 = z_2m$
Начальный диаметр червяка	$d_{w1} = (q + 2x)m$
Угол подъема винтовой линии: делительный	$\gamma = \text{arctg}(z_1/q)$
начальный	$\gamma_w = \text{arctg}(z_1m/d_{w1})$
Высота витка червяка	$h_1 = h^*m$
Высота головки витка червяка	$h_{a1} = h_a^*m$
Диаметр вершин: червяка	$d_{a1} = d_1 + 2h_a^*m$
червячного колеса	$d_{a2} = d_2 + 2(h_a^* + x)m$
Наибольший диаметр червячного колеса	$d_{aM2} = d_{a2} + 6m/(z_1 + 2)$
Длина нарезанной части червяка	$b_1 = (11 + 0,1z_2)m$
Ширина венца червячного колеса	$b_2 = 0,75d_{a1}$
Радиус выемки поверхности вершин зубьев червячного колеса	$R = 0,5d_1 - mh_a^*$

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС С  
ВНУТРЕННИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ.  
КОЛЕСА НАРЕЗАЮТСЯ ДОЛБЯКОМ

ДЕЛИТЕЛЬНОЕ МЕЖСОСЕВООЕ РАССТОЯНИЕ—  $A = 9,0000$   
 КОЭФФИЦИЕНТ РАЗНОСТИ СМЕЩЕНИЙ—  $XD = 1,0300$   
 УГОЛ ЗАЦЕПЛЕНИЯ —  $ALFAW = 0,6966$   
 МЕЖСОСЕВООЕ РАССТОЯНИЕ—  $AW = 11,0255$   
 ДЕЛИТЕЛЬНЫЕ ДИАМЕТРЫ:  
 ШЕСТЕРНИ—  $D1 = 75,0000$   
 КОЛЕСА—  $D2 = 93,0000$   
 КОЭФФИЦИЕНТ ВОСПРИНИМАЕМОГО СМЕЩЕНИЯ—  $XU = 0,6752$   
 КОЭФФИЦИЕНТ УРАВНИТЕЛЬНОГО СМЕЩЕНИЯ—  $XUR = 0,3548$   
 ДИАМЕТРЫ ВЕРШИН ЗУБЬЕВ:  
 ШЕСТЕРНИ—  $DA1 = 82,0200$   
 КОЛЕСА—  $DA2 = 92,6711$   
 ДИАМЕТРЫ ВПАДИН ЗУБЬЕВ:  
 ШЕСТЕРНИ—  $DF1 = 68,5200$   
 КОЛЕСА—  $DF2 = 105,8511$   
 ВЫСОТА ЗУБА:  
 ШЕСТЕРНИ—  $H1 = 6,7500$   
 КОЛЕСА—  $H2 = 6,5900$   
 ТОЛЩИНА ЗУБА НА ОКРУЖНОСТИ ВЕРШИН:  
 ШЕСТЕРНИ—  $SA1 = 1,9964$   
 КОЛЕСА—  $SA2 = 1,9667$   
 КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ—  $EALFA = 1,4267$

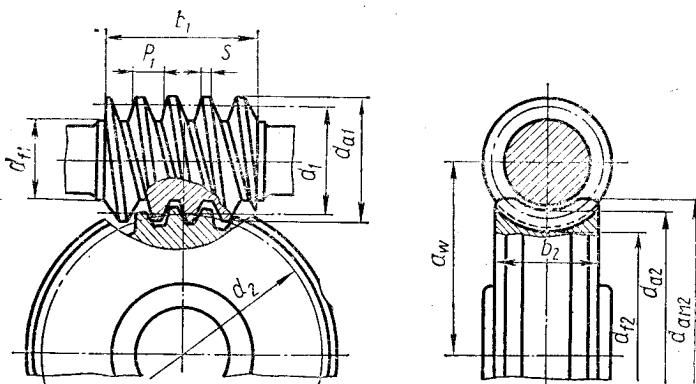


Рис. 49. Червячная передача

При наличии в передаточном механизме червячной передачи (рис. 49) основные размеры зацепления могут быть определены по формулам табл. 26, реализуемым подпрограммой DCHRVC.

#### VI.8.

SUBROUTINE DCHRVC(M, Q, Z1, Z2, AW, AAA)  
 С ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ С  
 С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ ЧЕРВЯКОМ.

С ЗАДАНЫ:

С M — МОДУЛЬ ЗАЦЕПЛЕНИЯ, Q — КОЭФФИЦИЕНТ ДИАМЕТРА

С ЧЕРВЯКА,

С Z1 И Z2 — ЧИСЛО ВИТКОВ ЧЕРВЯКА И ЧИСЛО ЗУБЬЕВ

С ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА.

С AW — МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ.

С РЕЗУЛЬТАТЫ ПЕЧАТАЮТСЯ ПРИ AAA = 0.0.

REAL M

COMMON/CHRVC/X, D1, D2, DW1, G, GW, H1, HA1, DA1, DA2, DAM2,

\*B1, B2, R

X = AW/M - 0.5 \* (Z2 + Q)

D1 = Q \* M

D2 = Z2 \* M

DW1 = (Q + 2.0 \* X) \* M

G = ATAN(Z1/Q)

GW = ATAN(Z1 \* M/DW1)

H1 = 2.2 \* M

HA1 = M

DA1 = D1 + 2.0 \* M

DA2 = D2 + 2.0 \* (1.0 + X) \* M

DAM2 = DA2 + 6.0 \* M / (Z1 + 2.0)

B1 = (11.0 + 0.1 \* Z2) \* M

B2 = 0.75 \* DA1

R = 0.5 \* D1 - M

IF(AAA .NE. 0.0) RETURN

WRITE(3.1) X, D1, D2, DW1, G, GW, H1, HA1, DA1, DA2, DAM2, B1, B2, R

1 FORMAT(10X, 'ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ЧЕРВЯЧНОГО

\*ЗАЦЕПЛЕНИЯ'//

\*'КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ ЧЕРВЯКА — X = ', F7.4/

\*'ДЕЛИТЕЛЬНЫЙ ДИАМЕТР:/'

\*'ЧЕРВЯКА D1 = ', F7.3/

\*'ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА — D2 = ', F8.3/

\*'НАЧАЛЬНЫЙ ДИАМЕТР ЧЕРВЯКА — DW1 = ', F8.3/

```

*ДЕЛИТЕЛЬНЫЙ УГОЛ ПОДЪЕМА — G = ', F7.4/
*НАЧАЛЬНЫЙ УГОЛ ПОДЪЕМА — GW = ', F7.4/
*ВЫСОТА ВИТКА ЧЕРВЯКА — H1 = ', F7.3/
*ВЫСОТА ГОЛОВКИ ЧЕРВЯКА — HA1 = ', F7.3/
*ДИАМЕТР ВЕРШИН:
*ЧЕРВЯКА — DA1 = ', F7.3/
*ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА — DA2 = ', F8.3/
*НАИБОЛЬШИЙ ДИАМЕТР ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА — DAM2 = ', F8.3/
*ДЛИНА НАРЕЗАННОЙ ЧАСТИ ЧЕРВЯКА — B1 = ', F7.3/
*ШИРИНА ВЕНЦА ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА — B2 = ', F7.3/
*РАДИУС ВЫЕМКИ ПОВЕРХНОСТИ ВЕРШИН'/
*ЗУБЬЕВ ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА — R = ', F7.3//
RETURN
END

```

На рис. 50 приведен пример ее реализации при обращении:  
CALL □ DCHRVC (8.0,10.0,2.0,39.0,200.0,0.0).

### ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ЧЕРВЯЧНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

```

КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ ЧЕРВЯКА — X = 0,5000
ДЕЛИТЕЛЬНЫЙ ДИАМЕТР:
ЧЕРВЯКА D1 = 80,000
ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА — D2 = 312,000
НАЧАЛЬНЫЙ ДИАМЕТР ЧЕРВЯКА — DW1 = 88,000
ДЕЛИТЕЛЬНЫЙ УГОЛ ПОДЪЕМА — G = 0,1974
НАЧАЛЬНЫЙ УГОЛ ПОДЪЕМА — GW = 0,1799
ВЫСОТА ВИТКА ЧЕРВЯКА — H1 = 17,6000
ВЫСОТА ГОЛОВКИ ЧЕРВЯКА — HA1 = 8,0000
ДИАМЕТР ВЕРШИН:
ЧЕРВЯКА — DA1 = 96,0000
ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА — DA2 = 336,0000
НАИБОЛЬШИЙ ДИАМЕТР ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА — DAM2 = 348,0000
ДЛИНА НАРЕЗАННОЙ ЧАСТИ ЧЕРВЯКА — B1 = 119,2000
ШИРИНА ВЕНЦА ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА — B2 = 72,0000
РАДИУС ВЫЕМКИ ПОВЕРХНОСТИ ВЕРШИН
ЗУБЬЕВ ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА — R = 32,0000

```

Рис. 50. Реализация программы VI.8

## Глава 7. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ

### 7.1. Задачи расчета

При проектировании механизмов необходимо определить размеры поперечных сечений звеньев и их деталей, поверхностей элементов кинематических пар, оценить динамические характеристики механизма при выборе электродвигателя и др. Решения этих задач возможны, если известны и количественно оценены системы внешних сил, действующих на звенья механизма, и сил реакций в кинематических парах. В систему внешних сил входят силы и моменты сил производственных и непроизводственных сопротивлений движению, движущие силы и моменты, силы тяжести, силы трения и т. п.



Если механизм находится в состоянии покоя, то системы внешних сил звеньев уравниваются силами реакций и реактивными моментами, возникающими в кинематических парах, в которые входят звенья. При движении механизма это равновесие нарушается, так как внешние силы совершают работу по приведению в движение звеньев, имеющих массу. Нарушение равновесия между внешними силами и силами реакций может быть оценено силами инерции.

В соответствии с известными положениями динамики материального тела, рассматриваемого как система материальных точек, силы инерции учитываются при решении дифференциальных уравнений движения тела. Решение их позволяет определить его истинный закон движения. При силовом расчете движущегося звена часто вместо учета истинного закона изменения внешних сил учитывают действие нагрузок на звено в конкретных его положениях, придавая уравнениям движения форму уравнений статики. Этот расчет проводится в соответствии с принципом Д'Аламбера: *механическая система может считаться находящейся в равновесии, если ко всем действующим на нее силам добавлены силы инерции.* Следовательно, при проведении силового расчета механизма необходимо определить силы и моменты сил инерции его звеньев для рассматриваемого положения звена.

Однако всегда следует помнить, что силы инерции и их моменты только условно считаются приложенными к рассматриваемому звену, чтобы сделать систему равновесной и получить возможность использовать уравнения статики. Следовательно, уравнения равновесия с включением сил инерции лишены всякой физической сущности и дают только математическое решение задачи, так как в реальном механизме при движении звеньев под действием сил никакого равновесия не наблюдается.

В зависимости от класса кинематической пары при определении реакций в ней требуется найти различное число параметров, характеризующих силу как меру физического взаимодействия звеньев, — модуль вектора силы, его направляющий угол, координату точки приложения. Для плоских механизмов во вращательных кинематических парах пятого класса определению подлежат модуль вектора силы и его направляющий угол, в поступательных кинематических парах пятого класса — модуль вектора силы и координата точки ее приложения. В высших кинематических парах плоских механизмов точка приложения и направление реакции известны и определить необходимо только модуль реактивной силы. К определению этих параметров и сводится определение реакций в кинематических парах механизма.

## **7.2. Принципы составления алгоритмов расчета механизмов с низшими парами**

Из рассмотрения структуры механизмов [1] следует, что кинематическая цепь любого механизма с низшими кинематическими парами может быть представлена как совокупность входных звеньев и

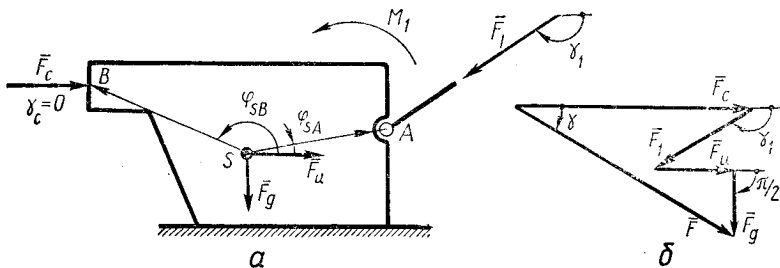


Рис. 51. Приведение системы внешних сил к эквивалентной

кинематических цепей структурных групп. В связи с этим силовой расчет многосвязного механизма может быть проведен как последовательный расчет структурных групп. Силовой расчет начинается со структурной группы, включающей звенья, на которые действуют силы производственного сопротивления. Силы производственного сопротивления могут быть определены из анализа технологических процессов, в которые включены механизмы: силы резания в металлорежущих станках — в зависимости от принятых режимов обработки конкретных материалов; силы давления на поршни компрессоров — в зависимости от параметров нагнетаемых газовых смесей и т. п. При переходе к расчету следующей структурной группы к системам внешних силовых факторов, действующих на ее звенья, добавляются силы реакций в кинематических парах, которые звенья рассматриваемой группы образовывали со звеньями предшествующей группы. Заканчивается силовой расчет механизма расчетом его входного звена. Следовательно, алгоритм силового расчета может быть представлен как совокупность частных алгоритмов расчета структурных групп и входных звеньев.

Алгоритмы силового расчета структурных групп имеют особенности, обусловленные типами кинематических пар, образованных звеньями группы, и различными системами внешних сил, определяемых назначением и конструкциями звеньев. Для унификации структур алгоритмов силового расчета структурных групп системы внешних сил и моментов сил, действующих на звено, удобно сводить к эквивалентной системе сил — одной силе и одной паре сил, действующих на звено. Для этого определяют главный вектор всех сил, действующих на звено, и прикладывают его к любой точке звена, называемой точкой приведения. Чтобы равновесие системы не нарушалось, необходимо при переносе каждой силы параллельно линии ее действия добавить пару сил, момент которых равен моменту переносимой силы относительно точки приведения. Главный момент системы сил определяется как сумма моментов внешних сил и моментов пары сил, добавленных при переносе сил в точку приведения. Рассмотрим пример приведения к одной силе и одной паре сил заданной системы сил, действующих на звено механизма (рис. 51). За точку приведения примем центр масс S звена, который является точкой приложения силы тяжести  $\vec{F}_g$  звена и силы инер-

ции  $\bar{F}_и$  ( $a$ ). Главный вектор сил, действующих на звено,

$$\bar{F} = \bar{F}_c + \bar{F}_1 + \bar{F}_g + \bar{F}_и.$$

Модуль и направление силы  $\bar{F}$  можно получить аналитически, используя операторную функцию SMVKT (см. гл. 2):

$$\left. \begin{aligned} & \text{SMVKT}(F_c, 0, F_1, \gamma_1; F_\psi, \psi); \\ & \text{SMVKT}(F_\psi, \psi, F_g, -\pi/2; F_\psi, \psi); \\ & \text{SMVKT}(F_\psi, \psi, F_и, 0; F, \gamma), \end{aligned} \right\} \quad (7.1)$$

где  $F_\psi$  и  $\psi$  — промежуточные значения вектора суммы двух векторов и его направляющего угла. Вычисления по зависимостям (7.1) проиллюстрированы построением силового многоугольника (б).

Определим моменты от сил  $\bar{F}_c$  и  $\bar{F}_1$ , которые добавятся при переносе этих сил в точку  $S$ . Для этого воспользуемся общим выражением момента через векторное произведение радиуса-вектора  $\bar{r}_i$  и силы  $\bar{F}_i$  до точки ее приложения —  $M(\bar{F}_i) = \bar{r}_i \times \bar{F}_i = r_x F_y - r_y F_x$ , где индексы  $x$  и  $y$  определяют проекцию вектора на соответствующую координатную ось.

Главный момент системы сил, действующих на звено,

$$M = M_1 + M_S(\bar{F}_1) + M_S(\bar{F}_c),$$

где  $M_S(F_1)$  и  $M_S(\bar{F}_c)$  — соответственно моменты сил  $\bar{F}_1$  и  $\bar{F}_c$ , которые необходимо приложить к звену при переносе этих сил в точку приведения  $S$ .

Используя операторную функцию MOMNT (см. гл. 2), определим эти моменты:

$$\left. \begin{aligned} & \text{MOMNT}(SA, \varphi_{SA}, F_1, \gamma_1; M_S(\bar{F}_1)); \\ & \text{MOMNT}(SB, \varphi_{SB}, F_c, \gamma_c; M_S(\bar{F}_c)). \end{aligned} \right\} \quad (7.2)$$

В выражениях (7.2) векторы  $\bar{SA}$  и  $\bar{SB}$  определяются через операторную функцию VKT по координатам точек  $A$  и  $B$  приложения сил  $\bar{F}_1$  и  $\bar{F}_c$ .

### 7.3. Алгоритмы расчета двузвенных структурных групп

Если внешние силы, действующие на звенья 2 и 3 группы, сведены к главным векторам  $\bar{F}_2$  и  $\bar{F}_3$  и главным моментам  $M_2$  и  $M_3$ , то способ определения реакций зависит от типа присоединительных кинематических пар — вращательной или поступательной. Например, для группы второго вида (рис. 52, а) уравнение равновесия будет

$$\bar{F}_{12} + \bar{F}_2 + \bar{F}_3 + \bar{F}_{13} = 0, \quad (7.3)$$

где  $\bar{F}_{12}$  и  $\bar{F}_{13}$  — реакции в кинематических парах  $A$  и  $C$ .

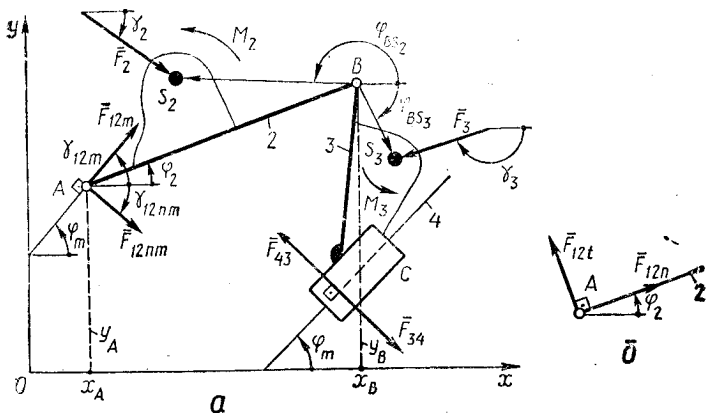


Рис. 52. Силовой расчет структурной группы второго класса второго вида

Для  $\bar{F}_{12}$  известна точка приложения, для  $\bar{F}_{43}$  — линия действия. Для решения уравнения (7.3) необходимо определить либо модуль, либо направление одного из векторов.

В дальнейшем уравнение (7.3) можно решить двумя способами. Традиционный способ, унаследованный от графических способов решения, заключается в разложении силы  $\bar{F}_{12}$  на составляющие так, что линия действия  $\bar{F}_{12n}$  пройдет через точку  $B$ , а  $\bar{F}_{12t}$  — перпендикулярно к  $AB$  (рис. 52, б). Тогда уравнение (7.3) запишется в виде

$$\bar{F}_{12n} + \bar{F}_{12t} + \bar{F}_2 + \bar{F}_3 + \bar{F}_{43} = 0. \quad (7.4)$$

Решение уравнения (7.4) заключается в определении  $\bar{F}_{12t}$  из рассмотрения равновесия звена 2, численного или графического определения  $\bar{F}_{12n}$  и  $\bar{F}_{43}$ . Реакция  $\bar{F}_{23}$  и точка приложения реакции  $\bar{F}_{43}$  определяются из рассмотрения равновесия звена 3. Этот алгоритм и аналогичные ему алгоритмы силового расчета структурных групп подробно рассмотрены в учебной литературе.

Здесь рассматриваются методы определения реакций, основанные на использовании свойств проекций векторов и суммирования векторов с помощью операторных функций. Они удобны при работе с ЭВМ в диалоговом режиме. Разложим вектор  $\bar{F}_{12}$  на составляющие  $\bar{F}_{12m}$ , параллельную оси направляющей  $m$ , и  $\bar{F}_{12nm}$ , нормальную к ней (а). Тогда, рассматривая равновесие звеньев 2 и 3, из уравнения проекций на ось  $m$  получим

$$\left. \begin{aligned} F_{12m} &= -(F_2 \cos(\gamma_2 - \varphi_m) + F_3 \cos(\gamma_3 - \varphi_m)); \\ UGL4(\varphi_m, \alpha, F_{12m}; \gamma_{12m}). \end{aligned} \right\} \quad (7.5)$$

Рассматривая равновесие звена 2, запишем уравнение моментов сил относительно точки  $B$ :

$$M_B(\bar{F}_{12nm}) + M_B(\bar{F}_{12m}) + M_2 + M_B(\bar{F}_2) = 0.$$

Учитывая, что момент силы  $\bar{F}$  относительно точки  $B$ , радиус-вектор которой  $\bar{r}$ , равен  $M(\bar{F}) = \bar{r} \times \bar{F} = r_x F_y - r_y F_x = rF \cos \varphi \times \sin \gamma - rF \sin \varphi \cos \gamma = rF \sin(\gamma - \varphi)$ , получим из уравнения МОМЕНТОВ

$$F_{12nm} = -(M_2 + F_2 l_{BS_2} \sin(\gamma_2 - \varphi_{BS_2}) + F_{12m} l_{BA} \sin(\gamma_{12m} - \varphi_{BA})) / (l_{BA} \sin(\varphi_m - \varphi_{BA} + \pi/2)); \quad (7.6)$$

UGL3 ( $\varphi_m$ ,  $\pi/2$ ,  $F_{12nm}$ ;  $\gamma_{12nm}$ ).

Реакция в шарнире  $A$  определится из выражения

$$SMVKT(|F_{12}|, \gamma_{12m}, |F_{12nm}|, \gamma_{12nm}; F_{12}, \gamma_{12}). \quad (7.7)$$

Действие звена 2 на звено 1 выразится вектором  $\bar{F}_{21}$ :

$$F_{21} = F_{12}; \quad \gamma_{21} = \gamma_{12} - \pi.$$

Реакция в шарнире  $B$  определяется из уравнения равновесия звена 2:  $\bar{F}_{12} + \bar{F}_2 + \bar{F}_{32} = 0$ , откуда  $\bar{F}_{32} = -\bar{F}_{23}$ , тогда

$$SMVKT(F_{12}, \gamma_{12}, F_2, \gamma_2; F_{23}, \gamma_{23}). \quad (7.8)$$

Реакция в поступательной паре  $C$  определится из рассмотрения уравнения равновесия звена 3:  $\bar{F}_{23} + \bar{F}_3 + \bar{F}_{43} = 0$ , откуда  $\bar{F}_{43} = -\bar{F}_{34}$ , тогда

$$SMVKT(F_{23}, \gamma_{23}, F_3, \gamma_3; F_{34}, \gamma_{34}). \quad (7.9)$$

Координата точки приложения реакции  $\bar{F}_{34}$  выводится из уравнения моментов, составленного при рассмотрении равновесия звена 3:

$$M_3 + M_B(\bar{F}_3) + M_B(\bar{F}_{34}) = 0, \quad (7.10)$$

откуда

$$h_{34} = (F_3 l_{BS_3} \sin(\gamma_3 - \varphi_{BS_3}) + M_3) / F_{34}.$$

В табл. 27 приведена операторная функция DNMAF2, описывающая рассмотренный алгоритм, а подпрограмма (VII.1) реализует соответствующую операторную функцию. Операторная функция

Таблица 27. Алгоритм силового расчета структурной группы второго вида

№ п/п	Формулы и операторные функции
1	$F_{12m} = -(F_2 \cos(\gamma_2 - \varphi_m) + F_3 \cos(\gamma_3 - \varphi_m))$
2	UGL 4 ( $\varphi_m$ , $\pi$ , $F_{12m}$ ; $\gamma_{12m}$ )
3	VKT ( $x_B, y_B, x_A, y_A$ ; $l_{BA}, \varphi_{BA}$ )
4	VKT ( $x_B, y_B, x_{S_2}, y_{S_2}$ ; $l_{BS_2}$ ; $\varphi_{BS_2}$ )
5	$F_{12nm} = -(M_2 + F_2 l_{BS_2} \sin(\gamma_2 - \varphi_{BS_2}) + F_{12m} l_{BA} \sin(\gamma_{12m} - \varphi_{BA})) / (l_{BA} \sin(\varphi_m + \pi/2 - \varphi_{BA}))$
6	UGL3 ( $\varphi_m$ , $\pi/2$ , $F_{12nm}$ ; $\gamma_{12nm}$ )

№ п/п	Формула и операторные функции
7	SMVKT ( $F_{12m}, \gamma_{12m}, F_{12nm}, \gamma_{12nm}; F_{21}, \gamma$ )
8	$\gamma_{21} = \gamma - \pi$
9	SMVKT ( $F_{21}, \gamma, F_2, \gamma_2; F_{23}, \gamma_{23}$ )
10	SMVKT ( $F_{23}, \gamma_{23}, F_3, \gamma_3; F_{34}, \gamma_{34}$ )
11	VKT ( $x_B, y_B, x_{S_3}, y_{S_3}; l_{BS_3}, \Phi_{BS_3}$ )
12	$h_{34} = -(F_3 l_{BS_3} \sin(\gamma_3 - \Phi_{BS_3}) + M_3) / F_{34}$
DNMAF 2 ( $x_A, y_A, x_B, y_B, \Phi_m, x_{S_2}, y_{S_2}, F_2, \gamma_2, x_{S_3}, y_{S_3}, F_3, \gamma_3, M_2, M_3;$ $F_{21}, F_{23}, \gamma_{23}, F_{34}, \gamma_{34}, h_{34}$ )	

DNMAF2, как и функции, описывающие алгоритмы силовых расчетов структурных групп других видов, в качестве выходных параметров используют векторы сил действия звеньев рассматриваемых структурных групп на звенья кинематической цепи, к которым они присоединяются. Этим рассматриваемые алгоритмы отличаются от алгоритмов силового расчета, анализируемых в учебнике.

## VII.1.

```

SUBROUTINE DNMAF2(XA, YA, XB, YB, FIM, XS2, YS2, F2, G2, XS3,
*YS3, F3, G3, T2, T3, AAA, F21, G21, F23, G23, F34, G34, H34)
С ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕАКЦИЙ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ
С СТРУКТУРНОЙ ГРУППЫ ВТОРОГО ВИДА. А, В — ЦЕНТРЫ
С ШАРНИРОВ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАР. FIM — УГОЛ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ
С ПАРЫ С. S2, S3 — ТОЧКИ ПРИЛОЖЕНИЯ РАВНОДЕЙСТВУЮЩИХ
С СИСТЕМ СИЛ ЗВЕНЬЕВ 2 И 3, T2 И T3 — ГЛАВНЫЕ МОМЕНТЫ
С СИСТЕМ СИЛ. F21, F23, F34 — РЕАКЦИИ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ
С ПАРАХ. G21, G23, G34 — ИХ НАПРАВЛЯЮЩИЕ УГЛЫ.
COMMON/PRMTR/PI,PID2
F12M = -(F2 * COS(G2 - FIM) + F3 * COS(G3 - FIM))
G12M = DUGL4(FIM, PI, F12M)
CALL DVKT(XB, YB, XA, YA, R, FI)
CALL DVKT(XB, YB, XS2, YS2, RBS2, FIBS2)
F12NM = -(T2 + RBS2 * F2 * SIN(G2 - FIBS2) + R * ABS(F12M) *
* SIN(G12M - FI)) / (R * SIN(FIM + PID2 - FI))
G12NM = DUGL3(FIM, PID2, F12NM)
CALL DSMVKT(ABS(F12M), G12M, ABS(F12NM), G12NM, F12, G)
G21 = G - PI
F21 = F12
CALL DSMVKT(F12, G, F2, G2, F23, G23)
CALL DSMVKT(F23, G23, F3, G3, F34, G34)
CALL DVKT(XB, YB, XS3, YS3, RBS3, FIBS3)
IF(F34.EQ.0.0) GO TO 1
H34 = -(RBS3 * F3 * SIN(G3 - FIBS3) + T3) / F34
GO TO 2
1 H34 = 0.0
2 RETURN
END

```

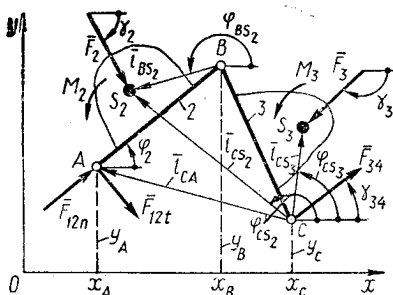


Рис. 53. Силовой расчет структурной группы второго класса первого вида

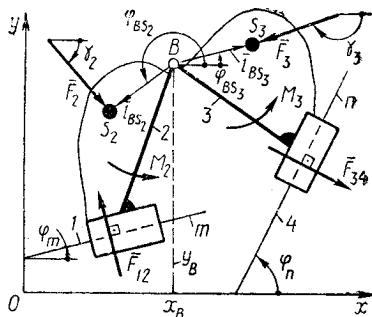


Рис. 54. Силовой расчет структурной группы второго класса четвертого вида

Алгоритмы силового расчета других структурных групп, имеющих внутреннюю вращательную кинематическую пару, составляются аналогично алгоритму для группы второго вида. Для структурной группы первого вида (рис. 53) реакции в присоединительных шарнирах  $A$  и  $C$  определяются рассмотрением равновесия звеньев  $2$  и  $3$ , как это определялось для звена  $2$  группы второго вида. Алгоритм и описывающая его операторная функция DNMAF1 приво-

Таблица 28. Алгоритм силового расчета структурной группы первого вида

№ в/п	Формулы и операторные функции
1	VKT ( $x_B, y_B, x_{S_2}, y_{S_2}; l_{BS_2}, \varphi_{BS_2}$ )
2	VKT ( $x_C, y_C, x_{S_3}, y_{S_3}; l_{CS_2}, \varphi_{CS_2}$ )
3	VKT ( $x_C, y_C, x_{S_3}, y_{S_3}; l_{CS_3}, \varphi_{CS_3}$ )
4	VKT ( $x_C, y_C, x_A, y_A; l_{CA}, \varphi_{CA}$ )
5	VKT ( $x_A, y_A, x_B, y_B; l_{AB}, \varphi_2$ )
6	$F_{12t} = -(l_{BS_2} \cdot F_2 \sin(\gamma_2 - \varphi_{BS_2}) + M_2) / l_{AB}$
7	UGL 4 ( $\varphi_2 - \pi/2, -\pi, F_{12t}; \gamma_{12t}$ )
8	$F_{12n} = -(F_{12t}   l_{CA} \sin(\gamma_{12t} - \varphi_{CA}) + M_2 + M_3 + F_2 l_{CS_2} \sin(\gamma_2 - \varphi_{CS_2}) + F_3 l_{CS_3} \sin(\gamma_3 - \varphi_{CS_3})) / (l_{CA} \sin(\varphi_2 - \varphi_{CA}))$
9	UGL 4 ( $\varphi_2, \pi, F_{12n}; \gamma_{12n}$ )
10	SMVKT ( $ F_{12t} , \gamma_{12t},  F_{12n} , \gamma_{12n}; F_{22}, \gamma$ )
11	$\gamma_{21} = \gamma - \pi$
12	SMVKT ( $F_{21}, \gamma, F_2, \gamma_2; F_{23}, \gamma_{23}$ )
13	SMVKT ( $F_{23}, \gamma_{23}, F_3, \gamma_3; F_{34}, \gamma_{34}$ )

DNMAF 1 ( $x_A, y_A, x_B, y_B, x_C, y_C, x_{S_2}, y_{S_2}, F_2, \gamma_2, x_{S_3}, y_{S_3}, F_3, \gamma_3, M_2,$

$M_3; F_{21}, \gamma_{21}, F_{23}, \gamma_{23}, F_{34}, \gamma_{34}$ )

дятся в табл. 28, а подпрограмма реализации операторной функции DNMAF1 обозначена (VII.2). Для структурной группы четвертого вида (рис. 54) реакция в присоединительной поступательной паре  $A$  определяется проецированием всех сил на ось  $n$  направляющей звена 4.

### VII.2.

```

SUBROUTINE DNMAF1(XA, YA, XB, YB, XC, YC, XS2, YS2, F2, G2,
*XS3, YS3, F3, G3, T2, T3, AAA, F21, G21, F23, G23, F34, G34)
С ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕАКЦИЙ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ
С СТРУКТУРНОЙ ГРУППЫ ПЕРВОГО ВИДА.
С А, В, С — ЦЕНТРЫ ШАРНИРОВ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАР.
С S2, S3 — ТОЧКИ ПРИЛОЖЕНИЯ РАВНОДЕЙСТВУЮЩИХ СИСТЕМ
С СИЛ ЗВЕНЬЕВ 2 И 3.
С T2, T3 — ГЛАВНЫЕ МОМЕНТЫ СИСТЕМ СИЛ.
С F21, F23, F34 — РЕАКЦИИ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ.
С G21, G23, G34 — ИХ НАПРАВЛЯЮЩИЕ УГЛЫ.
COMMON/PRMTR/PI, PID2
CALL DVKT(XB, YB, XS2, YS2, RBS2, FIBS2)
CALL DVKT(XC, YC, XS2, YS2, RCS2, FICS2)
CALL DVKT(XC, YC, XS3, YS3, RCS3, FICS3)
CALL DVKT(XC, YC, XA, YA, RCA, FICA)
CALL DVKT(XA, YA, XB, YB, R, FI)
F12T = -(RBS2 * F2 * SIN(G2 - FIBS2) + T2)/R
G12T = DUGL4(FI - PID2, -PI, F12T)
F12T = ABS(F12T)
F12N = -(F12T * RCA * SIN(G12T - FICA) + F2 * RCS2 * SIN(G2 -
*FICS2) + F3 * RCS3 * SIN(G3 - FICS3) + T2 + T3)/(RCA * SIN(FI -
*FICA))
G12N = DUGL4(FI, PI, F12N)
CALL DSMVKT(ABS(F12T), G12T, ABS(F12N), G12N, F21, G)
G21 = G - PI
CALL DSMVKT(F21, G, F2, G2, F23, G23)
CALL DSMVKT(F23, G23, F3, G3, F34, G34)
RETURN
END

```

Дальнейшие преобразования аналогичны по смыслу проанализированным при рассмотрении алгоритма расчета группы второго вида. В табл. 29 приведен алгоритм и описывающая его операторная функция DNMAF4. Подпрограмма реализации операторной функции DNMAF4 обозначена VII.3.

Таблица 29. Алгоритм силового расчета структурной группы четвертого вида

№ п/п	Формулы и операторные функции
1	VKT ( $x_B, y_B, x_{S_2}, y_{S_2}; l_{BS_2}, \varphi_{BS_2}$ )
2	VKT ( $x_B, y_B, x_{S_3}, y_{S_3}; l_{BS_3}, \varphi_{BS_3}$ )
3	$F_{12} = -(F_2 \cos(\gamma_2 - \varphi_m) + F_3 \cos(\gamma_3 - \varphi_n)) / \cos(\varphi_m + \pi/2 - \varphi_n)$
4	UGL 3 ( $\varphi_m, \pi/2, F_{12}; \gamma_{12}$ )
5	$\gamma_{21} = \gamma_{12} - \pi; F_{21} =  F_{12} $
6	SMVKT ( $ F_{12} , \gamma_{12}, F_2, \gamma_2; F_{23}, \gamma_{23}$ )
7	SMVKT ( $F_{23}, \gamma_{23}, F_3, \gamma_3; F_{24}, \gamma_{24}$ )



№ п/п

Формулы и операторные функции

$$8 \quad h_{21} = -(M_2 + F_2 l_{BS_2} \sin(\gamma_2 - \varphi_{BS_2})) / F_{12}$$

$$9 \quad h_{34} = -(M_3 + F_3 l_{BS_3} \sin(\gamma_3 - \varphi_{BS_3})) / F_{34}$$

DNMAF 4 ( $\varphi_m, \varphi_n, x_B, y_B, x_{S_2}, y_{S_2}, F_2, \gamma_2, x_{S_3}, y_{S_3}, F_3, \gamma_3, M_2, M_3; F_{21}, \gamma_{21}, h_{21}, F_{23}, \gamma_{23}, F_{34}, \gamma_{34}, h_{34}$ )

## VII.3.

SUBROUTINE DNMAF4(FIM, FIN, XB, YB, XS2, YS2, F2, G2, XS3, YS3, \*F3, G3, T2, T3, AAA, F21, G21, H21, F23, G23, F34, G34, H34)  
 С ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕАКЦИЙ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ  
 С СТРУКТУРНОЙ ГРУППЫ ЧЕТВЕРТОГО ВИДА, FIM, FIN — УГЛЫ  
 С ОБРАЗУЕМЫЕ FIM, FIN — УГЛЫ ОБРАЗУЕМЫЕ НАПРАВЛЯЮЩИМИ  
 С ДВИЖЕНИЯ ЗВЕНЬЕВ 2 И 3 КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАР А И С.  
 С В — ЦЕНТР ШАРНИРА КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПАРЫ ЗВЕНЬЕВ 2 И 3.  
 С S2, S3 — ТОЧКИ ПРИЛОЖЕНИЯ РАВНОДЕЙСТВУЮЩИХ СИСТЕМ СИЛ  
 С ЗВЕНЬЕВ 2 И 3.  
 С T2, T3 — ГЛАВНЫЕ МОМЕНТЫ СИСТЕМ СИЛ.  
 С F21, F23, F34 — РЕАКЦИИ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ.  
 С G21, G23, G34 — ИХ НАПРАВЛЯЮЩИЕ УГЛЫ.  
 С H21, H34 — ПЛЕЧИ СИЛ F21, F34 ОТНОСИТЕЛЬНО С.  
 COMMON/PRMTR/PI, PID2  
 CALL DVKT(XB, YB, XS2, YS2, RBS2, FIBS2)  
 CALL DVKT(XB, YB, XS3, YS3, RBS3, FIBS3)  
 F12 = -(F2 \* COS(G2 - FIN) + F3 \* COS(G3 - FIN))  
 \*COS(FIM + PID2 - FIN)  
 G12 = DUGL3(FIM, PID2, F12)  
 G21 = G12 - PI  
 F21 = ABS(F12)  
 CALL DSMVKT(ABS(F12), G21, F2, G2, F23, G23)  
 CALL DSMVKT(F23, G23, F3, G3, F34, G34)  
 IF(F21. EQ. 0.0)GO TO 1  
 H21 = -(T2 + F2 \* RBS2 \* SIN(G2 - FIBS2))/F21  
 GO TO 2  
 1 H21 = 0.0  
 2 IF(F34. EQ. 0.0)GO TO 3  
 H34 = -(T3 + F3 \* RBS3 \* SIN(G3 - FIBS3))/F34  
 GO TO 4  
 3 H34 = 0.0  
 4 RETURN  
 END

При силовом расчете структурных групп с внутренней поступательной кинематической парой рассматривается равновесие каждого звена в отдельности. В структурной группе третьего вида (рис. 55) неизвестная реакция в присоединительном шарнире А раскладывается на составляющие  $\bar{F}_{12l}$ , параллельную оси направляющей звена 3, и  $\bar{F}_{12n}$ , перпендикулярную к ней. Модуль и направляющий угол вектора  $\bar{F}_{12l}$  определяются из рассмотрения равновесия звена 2 проецированием всех сил на ось звена 3, а вектора

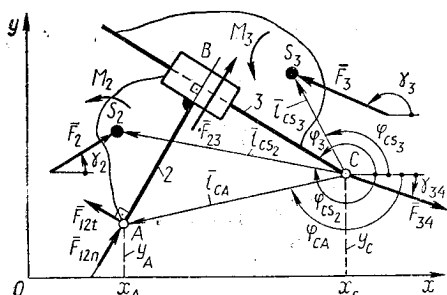


Рис. 55. Силовой расчет структурной группы второго класса третьего вида

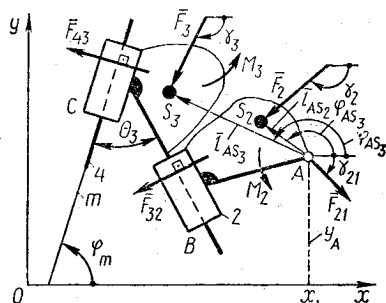


Рис. 56. Силовой расчет структурной группы второго класса пятого вида

$\bar{F}_{12n}$  — из рассмотрения равновесия звеньев группы решением уравнения моментов всех сил относительно точки  $C$ . Векторы  $\bar{F}_{23}$  и  $\bar{F}_{34}$  определяются последовательным рассмотрением равновесия звеньев 2 и 3. В табл. 30 приведен алгоритм силового расчета структурной группы третьего вида, описываемый операторной функцией DNMAF3, подпрограмма реализации которой обозначена VII.4.

Таблица 30. Алгоритм силового расчета структурной группы третьего вида

№ п/п	Формулы и операторные функции
1	$F_{12t} = -F_2 \cos(\gamma_2 - \varphi_3)$
2	UGL 4 ( $\varphi_3, \pi, F_{12t}; \gamma_{12t}$ )
3	VKT ( $x_C, y_C, x_A, y_A; l_{CA}, \varphi_{CA}$ )
4	VKT ( $x_C, y_C, x_{S_2}, y_{S_2}; l_{CS_2}, \varphi_{CS_2}$ )
5	VKT ( $x_C, y_C, x_{S_3}, y_{S_3}; l_{CS_3}, \varphi_{CS_3}$ )
6	$F_{12n} = -(l_{CA} F_{12t} \sin(\gamma_{12t} - \varphi_{CA}) + l_{CS_2} F_2 \sin(\gamma_2 - \varphi_{CS_2}) + l_{CS_3} F_3 \sin(\gamma_3 - \varphi_{CS_3}) + M_2 + M_3) / (l_{CA} \sin(\varphi_3 + \pi/2 - \varphi_{CA}))$
7	UGL 3 ( $\varphi_3, \pi/2, F_{12n}; \gamma_{12n}$ )
8	SMVKT ( $ F_{12t} , \gamma_{12t},  F_{12n} ,  \gamma_{12n} ; F_{21}, \gamma$ )
9	$\gamma_{21} = \gamma - \pi$
10	SMVKT ( $F_{21}, \gamma, F_2, \gamma_2; F_{23}, \gamma_{23}$ )
11	SMVKT ( $F_{23}, \gamma_{23}, F_3, \gamma_3; F_{34}; \gamma_{34}$ )
12	$h_{23} = -(M_3 + l_{CS_3} F_3 \sin(\gamma_3 - \varphi_{CS_3})) / F_{23}$

DNMAF3 ( $x_A, y_A, x_C, y_C, \varphi_3, x_{S_2}, y_{S_2}, F_2, \gamma_2, x_{S_3}, y_{S_3}, F_3, \gamma_3, M_2, M_3; F_{21}, \gamma_{21}, F_{23}, \gamma_{23}, h_{23}, F_{34}, \gamma_{34}$ )

## VII.4.

SUBROUTINE DNMAF3(XA, YA, XC, YC, F/3, XS2, YS2, F2, G2, XS3, YS3, F3, G3, T2, T3, AAA, F21, G21, F23, G23, H23, F34, G34)  
 С ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕАКЦИЙ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ  
 С СТРУКТУРНОЙ ГРУППЫ ТРЕТЬЕГО ВИДА.  
 С А, С — ЦЕНТРЫ ШАРНИРОВ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАР.  
 С S2, S3 — ТОЧКИ ПРИЛОЖЕНИЯ РАВНОДЕЙСТВУЮЩИХ СИСТЕМ  
 С СИЛ ЗВЕНЬЕВ 2 И 3.  
 С T2, T3 — ГЛАВНЫЕ МОМЕНТЫ СИСТЕМ СИЛ.  
 С F21, F23, F34 — РЕАКЦИИ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ,  
 С G21, G23, G34 — ИХ НАПРАВЛЯЮЩИЕ УГЛЫ,  
 С H23 — ПЛЕЧО СИЛЫ F23 ОТ С.  
 COMMON/PRMTR/PI, PID2  
 F12T3 = -F2 \* COS(G2 - F/3)  
 G12T3 = DUGL4(F13, PI, F12T3)  
 CALL DVKT(XC, YC, XA, YA, RCA, FICA)  
 CALL DVKT(XC, YC, XS2, YS2, RCS2, FICS2)  
 CALL DVKT(XC, YC, XS3, YS3, RCS3, FICS3)  
 F12N3 = -(RCA \* ABS(F12T3) \* SIN(G12T3 - FICA) + RCS2 \* F2 \*  
 \* SIN(G2 - FICS2) + RCS3 \* F3 \* SIN(G3 - FICS3) + T2 + T3)/(RCA \*  
 \* SIN(F13 + PID2 - FICA))  
 G12N3 = DUGL3(F13, PID2, F12N3)  
 CALL DSMVKT(ABS(F12T3), G12T3, ABS(F12N3), G12N3, F21, G)  
 G21 = G - PI  
 CALL DSMVKT(F21, G, F2, G2, F23, G23)  
 CALL DSMVKT(F23, G23, F3, G3, F34, G34)  
 IF(F23. EQ. 0.0)GO TO 1  
 H23 = -(T3 + RCS3 \* F3 \* SIN(G3 - FICS3))/F23  
 GO TO 2  
 1 H23 = 0.0  
 2 RETURN  
 END

При силовом расчете структурной группы пятого вида (рис. 56) сначала рассматривают равновесие звена 3, входящего в две поступательные пары С и В. Модуль и направляющий угол вектора  $\bar{F}_{43}$  определяются проецированием векторов сил на ось направляющей звена 2. Векторы  $\bar{F}_{32}$  и  $\bar{F}_{21}$  определяются из рассмотрения равновесия звеньев 3 и 2 соответственно. В табл. 31 приведен алгоритм силового расчета структурной группы пятого вида, описываемый операторной функцией DNMAF5, подпрограмма реализации которого обозначена VII.5.

Таблица 31. Алгоритм силового расчета структурной группы пятого вида

№ п/п	Формулы и операторные функции
1	VKT ( $x_A, y_A, x_{S_2}, y_{S_2}; l_{AS_2}, \varphi_{AS_2}$ )
2	VKT ( $x_A, y_A, x_{S_3}, y_{S_3}; l_{AS_3}, \varphi_{AS_3}$ )
3	$F_{43} = -F_3 \cos(\gamma_3 - \theta_3 - \varphi_m) / \cos(\pi/2 - \theta_3)$
4	UGL 3 ( $\varphi_m, \pi/2, F_{43}; \gamma_{43}$ )
5	$\gamma_{34} = \gamma_{43} - \pi; F_{34} =  F_{43} $

№ п/п	Формулы и оперативные функции
6	SMVKT ( $ F_{43} , \gamma_{43}, F_3, \gamma_3; F_{32}, \gamma_{32}$ )
7	SMVKT ( $F_{22}, \gamma_{22}, F_2, \gamma_2; F_{21}, \gamma_{21}$ )
8	$h_{34} = -(M_2 + M_3 + l_{AS_3} F_3 \sin(\gamma_3 - \varphi_{AS_3}) + l_{AS_2} F_2 \sin(\gamma_2 - \varphi_{AS_2}))/F_{34}$
9	$h_{23} = -(M_3 + l_{AS_2} F_2 \sin(\gamma_2 - \varphi_{AS_2}))/F_{32}$

DNMAF 5 ( $x_A, y_A, \varphi_m, \theta_3, x_{S_2}, y_{S_2}, F_2, \gamma_2, x_{S_3}, y_{S_3}, F_3, \gamma_3, M_2, M_3; F_{21},$

$\gamma_{21}, F_{22}, \gamma_{22}, h_{22}, F_{34}, \gamma_{34}, h_{34}$ ).

## VII.5.

SUBROUTINE DNMAF5(XA, YA, FIM, TT3, XS2, YS2, F2, G2, XS3, YS3, \*F3, G3, T2, T3, AAA, F21, G21, F32, G32, H32, F34, G34, H34)  
 С ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕАКЦИЙ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ  
 С СТРУКТУРНОЙ ГРУППЫ ПЯТОГО ВИДА.  
 С А — ЦЕНТР ШАРНИРА КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПАРЫ.  
 С FIM — УГОЛ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ ДВИЖЕНИЯ ЗВЕНА 3  
 С КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПАРЫ С.  
 С TT3 — УГОЛ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ ДВИЖЕНИЯ ЗВЕНА 2  
 С ОТНОСИТЕЛЬНО ЗВЕНА 3 КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПАРЫ В.  
 С S2, S3 — ТОЧКИ ПРИЛОЖЕНИЯ РАВНОДЕЙСТВУЮЩИХ СИСТЕМ  
 С СИЛ ЗВЕНЬЕВ 2 И 3.  
 С T2, T3 — ГЛАВНЫЕ МОМЕНТЫ СИСТЕМ СИЛ.  
 С F21, F23, F34 — РЕАКЦИИ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ.  
 С G21, G23, G34 — ИХ НАПРАВЛЯЮЩИЕ УГЛЫ.  
 С H23, H34 — ПЛЕЧИ СИЛ F23, F34 ОТНОСИТЕЛЬНО ТОЧКИ А.  
 COMMON/PRMTR/PI, PID2  
 CALL DVKT(XA, YA, XS2, YS2, RAS2, FIAS2)  
 CALL DVKT(XA, YA, XS3, YS3, RAS3, FIAS3)  
 F43 = -F3 \* COS(G3 - FIM - TT3)/COS(PID2 - TT3)  
 G43 = DUGL3(FIM, PID2, F43)  
 G34 = G43 - PI  
 F34 = ABS(F43)  
 CALL DSMVKT(F34, G34 - PI, F3, G3, F32, G32)  
 CALL DSMVKT(F32, G32, F2, G2, F21, G21)  
 IF(F34. EQ. 0.0)GO TO 1  
 H34 = -(T2 + T3 + RAS3 \* F3 \* SIN(G3 - FIAS3) + RAS2 \* F2 \* \*  
 \*SIN(G2 - FIAS2))/F34  
 GO TO 2  
 1 H34 = 0.0  
 2 IF(F32. EQ. 0.0)GO TO 3  
 H32 = -(T2 + RAS2 \* F2 \* SIN(G2 - FIAS2))/F32  
 GO TO 4  
 3 H32 = 0.0  
 4 RETURN  
 END

Ниже приведены подпрограммы DNMA1( ), реализующие алгоритмы операторных функций, рассмотренные в учебнике [1].

## VII.6.

SUBROUTINE DNMA1(L2, FI2, L3, FI3, BS2, BS3, M2, Q2, G2, \*M3, Q3, G3, RA, GA, RB, GB, RC, GC)  
 С ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕАКЦИЙ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ

С СТРУКТУРНОЙ ГРУППЫ ПЕРВОГО ВИДА.  
 С L2, F12 И L3, F13 — РАЗМЕРЫ ЗВЕНЬЕВ И УГЛЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ  
 С ИХ ПОЛОЖЕНИЕ.  
 С BS2 И BS3 — РАССТОЯНИЯ ОТ ЦЕНТРА ПРОМЕЖУТОЧНОГО ШАРНИРА  
 С ДО ТОЧЕК ПРИВЕДЕНИЯ НА СООТВЕТСТВУЮЩИХ ЗВЕНЬЯХ.  
 С M2, M3 И Q2, Q3, G2, G3 — МОМЕНТЫ ВНЕШНИХ СИЛ, РАВНОДЕЙ-  
 СТВУЮЩИЕ ВНЕШНИХ СИЛ И ИХ НАПРАВЛЯЮЩИЕ УГЛЫ.  
 С РЕЗУЛЬТАТ: RA, GA, RB, GB, RC, GC  
 REAL L2, L3, M2, M3, MBQ2, MBQ3  
 COMMON/PRMTR/PI, PID2  
 DIMENSION X(2,2), Y(2)  
 $MBQ2 = Q2 * \cos(G2) * BS2 * \sin(PI + F12) - Q2 * \sin(G2) * BS2 * \cos(PI + F12)$   
 $SM = M2 + MBQ2$   
 $RAT = SM/L2$   
 $GAT = \text{DUGL3}(RI2, PID2, RAT)$   
 $MBQ3 = Q3 * \cos(G3) * BS3 * \sin(PI + F13) - Q3 * \sin(G3) * BS3 * \cos(PI + F13)$   
 $SM = M3 + MBQ3$   
 $RCT = SM/L3$   
 $GCT = \text{DUGL3}(F13, PID2, RCT)$   
 $RAT = \text{ABS}(RAT)$   
 $RCT = \text{ABS}(RCT)$   
 $X(1, 1) = \cos(F12)$   
 $X(1, 2) = \cos(F13)$   
 $X(2, 1) = \sin(F12)$   
 $X(2, 2) = \sin(F13)$   
 $Y(1) = -(RAT * \cos(GAT) + Q2 * \cos(G2) + Q3 * \cos(G3) + RCT * \cos(GCT))$   
 $Y(2) = -(RAT * \sin(GAT) + Q2 * \sin(G2) + Q3 * \sin(G3) + RCT * \sin(GCT))$   
 CALL GELG(Y, X, 2, 1, 0.0001, IER)  
 $GAN = \text{DUGL4}(F12, PI, Y(1))$   
 $RAN = \text{ABS}(Y(1))$   
 $GCN = \text{DUGL4}(F13, PI, Y(2))$   
 $RCN = \text{ABS}(Y(2))$   
 $RA = \sqrt{RAN^2 + RAT^2}$   
 $RC = \sqrt{RCN^2 + RCT^2}$   
 $GA = \text{DUGL6}(RAN, GAN, RAT, GAT, F12)$   
 $GC = \text{DUGL6}(RCN, GCN, RCT, GCT, F13)$   
 $RBX = -(RA * \cos(GA) + Q2 * \cos(G2))$   
 $RBY = -(RA * \sin(GA) + Q2 * \sin(G2))$   
 $RB = \sqrt{RBX^2 + RBY^2}$   
 $GB = \text{DUGL5}(RBX, RBY)$   
 RETURN  
 END

## VII.7.

SUBROUTINE DNMA2(L2, F12, L3, ETA, F10, BS2, BS3, M2,  
 \*Q2, G2, M3, Q3, G3, RA, CA, RB, GB, RC, HC, GC)  
 С ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕАКЦИЙ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ  
 С СТРУКТУРНОЙ ГРУППЫ ВТОРОГО ВИДА.  
 С L2, F12 И L3, ETA, F10 — ЛИНЕЙНЫЕ И УГЛОВЫЕ РАЗМЕРЫ  
 С ЗВЕНЬЕВ И УГЛЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ ИХ ПОЛОЖЕНИЯ.  
 С BS2 И BS3 — РАССТОЯНИЯ ОТ ЦЕНТРА ПРОМЕЖУТОЧНОГО  
 С ШАРНИРА ДО ТОЧЕК ПРИВЕДЕНИЯ НА СООТВЕТСТВУЮЩИХ  
 С ЗВЕНЬЯХ.  
 С M2, M3 И Q2, Q3, G2, G3 — МОМЕНТЫ ВНЕШНИХ СИЛ,  
 С РАВНОДЕЙСТВУЮЩИЕ ВНЕШНИХ СИЛ И ИХ НАПРАВЛЯЮЩИЕ  
 С УГЛЫ.  
 С РЕЗУЛЬТАТ: RA, GA, RB, GB, RC, GC, HC.

```

COMMON/PRMTR/PI, PID2
REAL L2, L3, M2, M3, MBQ2, MBQ3
DIMENSION X(2, 2), Y(2)
MBQ2 = Q2 * COS(G2) * BS2 * SIN(PI + FI2) - Q2 * SIN(G2) * BS2 *
* COS(PI + FI2)
SM = M2 + MBQ2
RAT = SM/L2
GAT = DUGL3(FI2, PID2, RAT)
RAT = ABS(RAT)
X(1, 1) = COS(FI2)
X(1, 2) = COS(FIO + PID2)
X(2, 1) = SIN(FI2)
X(2, 2) = SIN(FIO + PID2)
Y(1) = -(RAT * COS(GAT) + Q2 * COS(G2) + Q3 * COS(G3))
Y(2) = -(RAT * SIN(GAT) + Q2 * SIN(G2) + Q3 * SIN(G3))
CALL GELG(Y, X, 2, 1, 0.0001, IER)
GAN = DUGL4(FI2, PI, Y(1))
RAN = ABS(Y(1))
GC = DUGL3(FIO, PID2, Y(2))
RC = ABS(Y(2))
RA = SQRT(RAN ** 2 + RAT ** 2)
GA = DUGL6(RAN, CAN, RAT, GAT, FI2)
MBQ3 = Q3 * COS(G3) * BS3 * SIN(PI + FIO + ETA) - Q3 * SIN(G3) *
* BS3 * COS(PI + FIO + ETA)
HC = -(M3 + MBQ3)/RC
RX = -(RA * COS(GA) + Q2 * COS(G2))
RY = -(RA * SIN(GA) + Q2 * SIN(G2))
RB = SQRT(RX ** 2 + RY ** 2)
GB = DUGL5(RX, RY)
RETURN
END

```

## VII.8.

```

SUBROUTINE DNMA3(L2, ETA2, FI3, CS2, FICS2, CS3, FICS3, AC, FIAC,
*M2, M3, Q3, G3, RA, GA, RB, HB, GB, RC, GC)
COMMON/PRMTR/PI, PID2
REAL L2, M2, M3, MCQ2, MCQ3, MAQ2
DIMENSION X(2, 2), Y(2)
MCQ2 = Q2 * SIN(G2) * CS2 * COS(FICS2) - Q2 * COS(G2) * CS2 * SIN
*(FICS2)
MCQ3 = Q3 * SIN(G3) * CS3 * COS(FICS3) - Q3 * COS(G3) * CS3 * SIN
*(FICS3)
SM = M2 + M3 + MCQ2 + MCQ3
RAT = SM/AC
GAT = DUGL3(FIAC, -PID2, RAT)
RAT = ABS(RAT)
X(1, 2) = COS(FIAC)
X(1, 2) = COS(FI3 + PID2)
X(2, 1) = SIN(FIAC)
X(2, 2) = SIN(FI3 + PID2)
Y(1) = -(RAT * COS(GAT) + Q2 * COS(G2))
Y(2) = -(RAT * SIN(GAT) + Q2 * SIN(G2))
CALL GELG(Y, X, 2, 1, 0.0001, IER)
GAN = DUGL4(FIAC, PI, Y(1))
RAN = ABS(Y(1))
GB = DUGL3(FI3, PID2, Y(2))
RB = ABS(Y(2))
RA = SQRT(RAN ** 2 + RAT ** 2)
GA = DUGL6(RAN, GAN, RAT, GAT, FIAC)
RX = -(RB * COS(GR + PI) + Q3 * COS(G3))
RY = -(RB * SIN(GB + PI) + Q3 * SIN(G3))

```

```

RC = SQRT(RX ** 2 + RY ** 2)
GC = DUGL5(RX, RY)
HB = -(M3 + MCQ3)/RB
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE DNMA4(FIM, ETA2, FIN, ETA3, BS2, BS3, M2, Q2,
*G2, M3, Q3, G3, RA, HA, GA, RB, GB, RC, HC, GC)
С ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕАКЦИЙ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ
С СТРУКТУРНОЙ ГРУППЫ ЧЕТВЕРТОГО ВИДА.
С FIM, ETA2, FIN, ETA3 — УГЛЫ ОРИЕНТАЦИИ НАПРАВЛЯЮЩИХ
С ЗВЕНЬЕВ 2 И 3 И ИХ УГЛОВЫЕ РАЗМЕРЫ.
С BS2, BS3 — РАССТОЯНИЯ ОТ ЦЕНТРА ПРОМЕЖУТОЧНОГО ШАРНИРА
С ДО ТОЧЕК ПРИВЕДЕНИЯ СИЛ ЗВЕНЬЕВ 2 И 3.
С M2, Q2, G2 И M3, Q3, G3 — МОМЕНТЫ И РАВНОДЕЙСТВУЮЩИЕ
С ВНЕШНИХ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ЗВЕНЬЯ 2 И 3.
С РЕЗУЛЬТАТ RA, HA, RB, HB, RC, HC.

```

```

REAL M2, M3
COMMON/PRMTR/PI, PID2
DIMENSION X(2, 2), Y(2)
X(1, 1) = COS(FIM + PID2)
X(1, 2) = COS(FIN + PID2)
X(2, 1) = SIN(FIM + PID2)
X(2, 2) = SIN(FIN + PID2)
Y(1) = -(Q2 * COS(G2) + Q3 * COS(G3))
Y(2) = -(Q2 * SIN(G2) + Q3 * SIN(G3))
CALL GELG(Y, X, 2, 1, 0.0001, IER)
RA = ABS(Y(1))
GA = DUGL3(FIM, PID2, Y(1))
RC = ABS(Y(2))
GC = DUGL3(FIN, PID2, Y(2))
SM = M2 + Q2 * COS(G2) * BS2 * SIN(PI + FIM + ETA2) - Q2 *
*SIN(G2) * BS2 * COS(PI + FIM + ETA2)
HA = -SM/RA
SM = M3 + Q3 * COS(G3) * BS3 * SIN(PI + FIN + ETA3) - Q3 *
*SIN(G3) * BS3 * COS(PI + FIM + ETA3)
HC = -SM/RC
RX = -(RA * COS(GA) + Q2 * COS(G2))
RY = -(RA * SIN(GA) + Q2 * SIN(G2))
RB = SQRT(RX ** 2 + RY ** 2)
GB = DUGL5(RX, RY)
RETURN
END

```

#### VII.9.

```

SUBROUTINE DNMA5(ETA3, FIM, AS2, AS3, FIAS2, FIAS3, M2, Q2,
*G2, M3, Q3, G3, RA, GA, RB, HB, GB, RC, HC, GC)
С ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕАКЦИЙ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ
С СТРУКТУРНОЙ ГРУППЫ ПЯТОГО ВИДА.
С ETA2, ETA3 — УГЛОВЫЕ РАЗМЕРЫ ЗВЕНЬЕВ 2 И 3.
С FIM — УГОЛ ОРИЕНТАЦИИ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ ДВИЖЕНИЯ ЗВЕНА 3.
С AS2, FIAS2 И AS3, FIAS3 — ДЛИНА И НАПРАВЛЯЮЩИЕ
С УГЛЫ ОТРЕЗКОВ, СОЕДИНЯЮЩИХ ЦЕНТР ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНОГО
С ШАРНИРА ЗВЕНА 2 И ЦЕНТРОВ ПРИВЕДЕНИЯ СИЛ ЗВЕНЬЕВ 2 И 3.
С M2, Q2, G2 И M3, Q3, G3 — МОМЕНТЫ И РАВНОДЕЙСТВУЮЩИЕ
С ВНЕШНИХ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ЗВЕНЬЯ 2 И 3.
С РЕЗУЛЬТАТ — RA, GA, RB, HB, GB, RC, HC, GC.

```

```

REAL M2, M3
COMMON/PRMTR/PI, PID2
DIMENSION X(2, 2), Y(2)
X(1, 1) = COS(FIM + PID2)

```

```

X(1, 2) = COS(FIM + ETA3 + PID2)
X(2, 1) = SIN(FIM + PID2)
X(2, 2) = SIN(FIM + ETA3 + PID2)
Y(1) = -Q3 * COS(G3)
Y(2) = -Q3 * SIN(G3)
CALL GELG(Y, X, 2, 1, 8.00001, IER)
RC = ABS(Y(1))
GC = DUGL3(FIM, PID2, Y(1))
RB = ABS(Y(2))
GB = DUGL3((FIM + ETA3), PID2, Y(2))
CALL DSMVKT(RB, (GB + PI), Q2, G2, RA, GA)
GA = GA + PI
SM1 = M2 + Q2 * COS(G2) * AS2 * SIN(FIAS2) - Q2 * SIN(G2) *
  *COS(FIAS2) * AS2
HB = -SM1/RB
SM = M3 + SM1 + Q3 * COS(G3) * AS3 * SIN(FIAS3) - Q3 * SIN(G3) *
  *AS3 * COS(FIAS3)
HC = -SM/RC
RETURN
END

```

#### 7.4. Алгоритмы расчета многозвенных механизмов с низшими кинематическими парами и их реализация

Операторные функции, составленные для алгоритмов силового расчета структурных групп, позволяют предельно формализовать составление алгоритмов силового расчета многозвенных механизмов. Они дают возможность свести силовой расчет к последовательным обращениям соответствующим операторным функциям. При их применении трудоемкость расчета механизмов любой сложности практически одинакова.

Рассмотрим алгоритм силового расчета многозвенного механизма, включающего структурные группы всех пяти видов (рис. 57). При его составлении будем использовать переменные из алгоритма кинематического расчета этого механизма (см. гл. 4). К исполнительным звеньям 7, 5, 11 приложены соответственно силы производственных сопротивлений  $\bar{F}_{c1}$ ,  $\bar{F}_{c2}$ ,  $\bar{F}_{c3}$ , которые определяются из трех зависимостей:

1.  $F_{c1} = \begin{cases} F_1, & \omega_3 < 0; \\ 0, & \omega_3 \geq 0. \end{cases}$
2.  $F_{c2} = \begin{cases} F_2, & \omega_3 < 0; \\ 0, & \omega_3 \geq 0. \end{cases}$
3.  $F_{c3} = \begin{cases} F_3, & \omega_9 > 0, \\ 0, & \omega_9 \leq 0. \end{cases}$

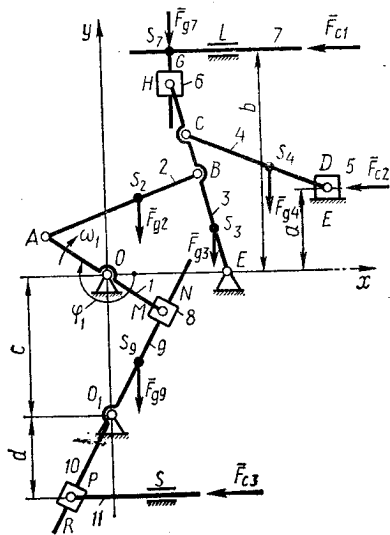


Рис. 57. Силовой расчет механизма со структурными группами всех пяти видов



Кроме того, на некоторые звенья (см. рис. 61) действуют силы тяжести  $\bar{F}_{gi}$ , соизмеримые с силами сопротивлений, которые необходимо учитывать при силовом расчете. Если на звенья действуют другие силы, то, приводя к точкам приведения  $S_i$ , просуммируем их с  $\bar{F}_{gi}$ . Начнем расчет со структурной группы пятого вида, состоящей из звеньев 6—7. На звено 7 действуют силы  $\bar{F}_{c1}$  и  $\bar{F}_{g7}$ , линии действия которых пересекаются в точке  $S_7$ .

Их равнодействующая определится из выражения

$$4. \text{SMVKT}(F_{c1}, \pi, F_{g7}, -\pi/2; F, \gamma).$$

Реакции в кинематических парах  $H, G, L$  определим реакцией операторной функции

$$5. \text{DNMAF5}(x_H, y_H, 0, \pi/2, x_H, y_H, 0, 0, x_H, b, F, \gamma, 0, 0; \\ F_{63}, \gamma_{63}, F_{76}, \gamma_{76}, h_{76}, F_{70}, \gamma_{70}, h_{70}).$$

Переходим к расчету структурной группы второго вида, включающей звенья 4 и 5. Реакции в кинематических парах  $C, E$  определим реализацией операторной функции

$$6. \text{DNMAF2}(x_C, y_C, x_D, a, 0, x_{S4}, y_{S4}, F_{g4}, -\pi/2, x_D, a, \\ F_{c2}, \pi, 0, 0; F_{43}, \gamma_{43}, F_{45}, \gamma_{45}, F_{50}, \gamma_{50}, h_{50}).$$

Прежде чем приступить к расчету структурной группы первого вида, состоящей из звеньев 2 и 3, приведем систему сил  $\bar{F}_{63}$ ,  $\bar{F}_{43}$  и  $\bar{F}_{g3}$ , действующих на звено 3, к силе и моменту. Примем за точку приведения центр масс  $S_3$ . Тогда главный вектор системы сил  $\bar{F}_3$  определится как

$$7. \text{SMVKT}(F_{63}, \gamma_{63}, F_{43}, \gamma_{43}; F, \gamma);$$

$$8. \text{SMVKT}(F, \gamma, F_{g3}, -\pi/2; F_3, \gamma_3).$$

Главный момент системы сил  $M_3$  звена 3 определится суммированием моментов сил  $\bar{F}_{63}$  и  $\bar{F}_{43}$  относительно точки  $S_3$ . Так как при составлении алгоритма модули и направления векторов  $\bar{F}_{63}$  и  $\bar{F}_{43}$  неизвестны, то моменты определим через операторные функции

$$9. \text{MOMNT}(I_{FG} - I_{FS_3}, \varphi_3, F_{63}, \gamma_{63}, M_{S_3}(\bar{F}_{63}));$$

$$10. \text{MOMNT}(I_{FC} - I_{FS_3}, \varphi_3, F_{43}, \gamma_{43}; M_{S_3}(\bar{F}_{43})).$$

Тогда

$$11. M_3 = M_{S_3}(\bar{F}_{63}) + M_{S_3}(\bar{F}_{43}).$$

Реакции в кинематических парах  $A, B, F$  определим реализацией операторной функции

$$12. \text{DNMAF1}(x_A, y_A, x_B, y_B, l_{OF}, 0, x_{S_2}, y_{S_2}, F_2, -\pi/2, \\ x_{S_3}, y_{S_3}, F_3, \gamma_3, 0, M_3; F_{21}, \gamma_{21}, F_{23}, \gamma_{23}, F_{30}, \gamma_{30}).$$

Реакции в кинематических парах  $P, R, S$  структурной группы четвертого вида определяются при реализации операторной

функции

$$13. \text{DNMAF4}(\varphi_9, 0, x_P, y_P, 0, 0, x_P, y_P, F_{c3}, \pi, 0, 0; \\ F_{10,9}, \gamma_{10,9}, h_{10,9}, F_{10,11}, \gamma_{10,11}, F_{11,0}, \gamma_{11,0}, h_{11,0}).$$

Определим вектор  $\bar{F}_9$  сил, действующих на звено 9, который приложен в точке  $S_9$ :

$$14. \text{SMKVT}(F_{10,9}, \gamma_{10,9}, F_{g9}, -\pi/2; F_9, \gamma_9).$$

Главный момент  $M_9$  системы сил звена 9 определится из выражения

$$15. \text{MOMNT}(l_{O,P} + l_{O,S_9}, \varphi_{O,P}, F_{10,9}, \gamma_{10,9}; M_9).$$

Реакции в кинематических парах  $M$ ,  $N$  и  $O_1$  определяются при реализации операторной функции

$$16. \text{DNMAF3}(x_M, y_M, 0, -c, \varphi_9, y_M, x_M, 0, 0, x_{S_9}, y_{S_9}, F_9, \gamma_9, 0, \\ M_9; F_{81}, \gamma_{81}, F_{89}, \gamma_{89}, h_{89}, F_{90}, \gamma_{90}).$$

Определим суммарный момент сил, действующих на звено 1:

$$17. \text{MOMNT}(l_{OA}, \varphi_1, F_{21}, \gamma_{21}; M_{12});$$

$$18. \text{MOMNT}(l_{OM}, \varphi_1 - \pi, F_{81}; M_{18});$$

$$19 - M_1 = M_{12} + M_{18}.$$

При описании алгоритма мы предполагаем известными координаты точек  $S_i$ .

Ниже приведена программа (VII.10) реализации рассмотренного алгоритма силового расчета механизма, оформленная как дополнение к программе его кинематического расчета (см. гл. 4).

VII.10.

```
COMMON/PRMTR/PI, PID2
С ОТЛАДКА ПРОГРАММЫ СИЛОВОГО РАСЧЕТА МЕХАНИЗМА
С ГРУППАМИ ВСЕХ ПЯТИ ВИДОВ
DATA FS1, FS2, FS3, Q4, Q3, Q9/500.0, 1000.0, 750.0, 200.0, 300.0,
200.0/
IF(W3)20, 20, 21
20 FC1 = FS1
   FC2 = FS2
   GO TO 22
21 FC1 = 0.0
   FC2 = 0.0
22 IF(W9)23, 23, 24
23 FC3 = 0.0
   GO TO 25
24 FC3 = FS3
25 CALL DSMVKT(FC1, PI, Q5, -PID2, R, G)
   CALL DNMAF5(XH, YH, 0.0, PID2, XH, YH, 0.0, 0.0, XH, B, R, G, 0.0,
*0.0, AA, F63, G63, F76, G76, H76, F70, G70, H70)
   CALL DNMAF2(XC, YC, XD, Y, 0.0, 0.5 * (XC + XD), 0.5 * (YC + Y),
*Q4, -PID2, X, FC2, PI, 0.0, 0.0, AAA, F43, G43, F54, G54, F50, G50, H50)
   CALL DSMVKT(F63, G63, F43, G43, F, G)
   CALL DSMVKT(F, G, Q3, -PID2, F3, G3)
   TM1 = DMOMNT(RFG - RFS3, FI3, F63, G63)
   TM2 = DMOMNT(RCF - RFS3, FI3, F43, G43)
```

```

TM3 = TM1 + TM2
CALL DNMAF1(XA, YA, XB, YB, ROF,  $\theta$ . $\theta$ ,  $\theta$ .5 * (XA + XB),  $\theta$ .5 * (YA +
* YB), Q2, -RFS3 * COS(FI3) + ROF, RFS3 * SIN(FI3), F3, G3,  $\theta$ . $\theta$ , TM3,
* AAA, F21, G21, F23, G23, F3 $\theta$ , G3 $\theta$ )
CALL DNMAF4(FI9,  $\theta$ . $\theta$ , XP, YP, XP, YP,  $\theta$ . $\theta$ ,  $\theta$ . $\theta$ , XP, YP, FC3, PI,  $\theta$ . $\theta$ ,
*  $\theta$ . $\theta$ , AAA, F1 $\theta$ 9, G1 $\theta$ 9, H1 $\theta$ 9, F1 $\theta$ 11, D1 $\theta$ 11, F11 $\theta$ , G11 $\theta$ , H11 $\theta$ )
CALL DSMVKT(F1 $\theta$ 9, G1 $\theta$ 9, Q9, -PID2, F, G)
TM9 = DMOMNT(RO1P + RO1S9, FIO1P, F1 $\theta$ 9, G1 $\theta$ 9)
CALL DNMAF3(XM, YM,  $\theta$ . $\theta$ , -C, F19, XM, YM,  $\theta$ . $\theta$ ,  $\theta$ . $\theta$ , RO1S9 * COS
* (F19), RO1S9 * SIN(F19) - C, F, G,  $\theta$ . $\theta$ , TM9, AAA, F81, G81, F89, G89,
* H89, F9 $\theta$ , G9 $\theta$ )
TMR = DMOMNT(ROA, FI, F21, G21) + DMOMNT(ROM, FI - PI, F81,
* G81)
PRINT 40, F63, F76, F7 $\theta$ , F43, F54, F5 $\theta$ , F21, F23, F3 $\theta$ , F1 $\theta$ 9, F1 $\theta$ 11, F11 $\theta$ 
4 $\theta$  FORMAT(1X, 12F1 $\theta$ .1)
PRINT 41, G63, G76, G7 $\theta$ , G43, G54, G5 $\theta$ , G21, G23, G3 $\theta$ , G1 $\theta$ 9, G1 $\theta$ 11,
G11 $\theta$ 
41 FORMAT(1X, 12F1 $\theta$ .3)
PRINT 42, H76, H7 $\theta$ , H5 $\theta$ , H1 $\theta$ 9, H11 $\theta$ 
42 FORMAT(1X, F2. $\theta$ 3, F1 $\theta$ .3, F3 $\theta$ .3, F4 $\theta$ .3, F2 $\theta$ .3)
PRINT 43, F81, G81, F89, G89, H89, F9 $\theta$ , G9 $\theta$ , TMR, FI
43 FORMAT(1X, 9F12.3//)
53 STOP
END

```

Исходные данные по силам  $\bar{F}_{c1}$ ,  $\bar{F}_{c2}$ ,  $\bar{F}_{c3}$  вводятся оператором DATA  $\square$ , который помещаем после аналогичного оператора для кинематического расчета. Остальные операторы программы силового расчета размещаем в программе перед оператором GO  $\square$  TO  $\square$  5. В программе силам тяжести  $\bar{F}_{gi}$  соответствуют переменные с идентификаторами Q и цифрой, совпадающей с номером звена на рис. 57.

## 7.5. Расчет кулачковых и зубчатых механизмов

В высшей кинематической паре силовое взаимодействие звеньев выражается сосредоточенной силой или в виде нагрузки, распределенной по контактной линии. Из теоретической механики известно, что сила взаимодействия твердых тел направлена по нормали в точке их контакта. С учетом трения скольжения она отклоняется от нормали на угол трения, а с учетом трения качения точка ее приложения смещается на коэффициент трения качения [1]. Следовательно, при силовом расчете механизмов направление реакции в высшей кинематической паре известно. Исходя из того, что звено, входящее в высшую кинематическую пару, является статически определимой системой, силовой расчет механизмов с высшими парами заключается в последовательном рассмотрении равновесия звеньев.

При расчете кулачкового механизма (рис. 58), на толкатель которого действует сила производственного сопротивления  $\bar{F}_{п.с.}$ , из уравнения равновесия толкателя получим

$$\bar{F}_{12} + \bar{F}_{п.с.} + \bar{F}'_{02} + \bar{F}''_{02} = 0, \quad (7.12)$$

где  $\bar{F}_{12}$  — силовое воздействие кулачка на толкатель;  $\bar{F}'_{02}$  и  $\bar{F}''_{02}$  — реакции стойки на толкатель при его перекосе в направляющих,



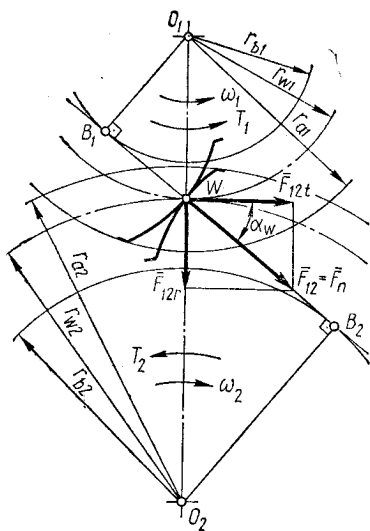
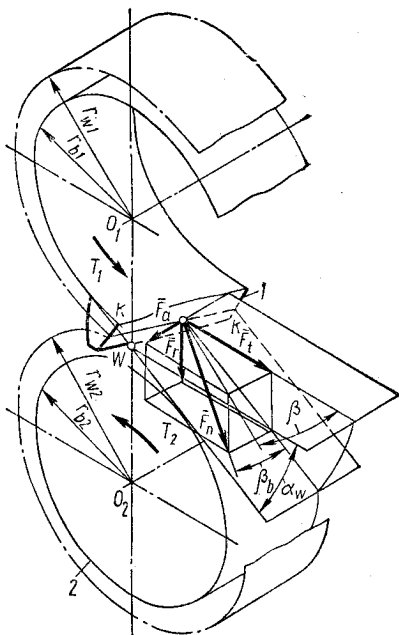


Рис. 60. Усилия при зацеплении прямозубых колес

Рис. 61. Усилия при зацеплении косозубых колес



реакция  $\bar{F}_{12}$  будет отклоняться от нормали к профилям в сторону, противоположную скорости скольжения зубьев. Для  $ak < aW$  (а) получим

$$F_{12} = T_2 / ((r_{W2} - h') \cos(\alpha_W + \varphi)), \quad (7.15)$$

где  $h' = kW \sin \varphi / \cos(\alpha + \varphi)$ ;  $\alpha_W$  — угол зацепления колес;  $\varphi$  — угол трения в зацеплении. Для  $ak > aW$  (б) получим

$$F_{12} = T_2 / ((r_{W2} - h'') \cos(\alpha_W - \varphi)), \quad (7.16)$$

где  $h'' = Wk \sin \varphi / \cos(\alpha_W - \varphi)$  достигает наибольшего значения в конце зацепления при  $Wk = Wb$ .

При инженерных расчетах обычно принимают  $h' = h'' = h = 1 \dots 1,6m \operatorname{tg} \varphi$  в зависимости от модуля зацепления  $m$ . Тогда реакция приближенно может быть вычислена по зависимости

$$F_{12} = T_2 / ((r_{W2} - h) \cos \alpha_W). \quad (7.17)$$

Зависимости (7.15) ... (7.17) применяются при расчетах потерь на трение в зацеплениях и кинематических парах зубчатых колес, механизмов при определении усилий в планетарных механизмах и т. п. При расчетах на прочность зубчатых колес трением обычно пренебрегают, полагая, что линия действия реакции  $\bar{F}_{12}$  расположена в плоскости зацепления. Для прямозубой передачи (рис. 60)

$$F_{12} = F_n = T_1 / (r_{W1} \cos \alpha_W) = 2T_1 / (mz_1 \cos \alpha), \quad (7.18)$$

где  $m$  — модуль зацепления;  $z_1$  — число зубьев колеса;  $\alpha$  — профильный угол.

В расчетах оперируют составляющими силы  $\bar{F}_n$  — окружной  $\bar{F}_t$  и радиальной  $\bar{F}_r$ :

$$F_{12t} = F_t = 2T_1 \cos \alpha_w / (mz_1 \cos \alpha), \quad (7.19)$$

$$F_{12r} = F_r = 2T_1 \sin \alpha_w / (mz_1 \cos \alpha). \quad (7.20)$$

В косозубом зацеплении вектор  $\bar{F}_{21}$  реакции располагается в плоскости зацепления под углом  $\beta$ , поэтому он раскладывается на составляющие (рис. 61), одной из которых является окружная  $\bar{F}_t$ , другой — радиальная  $\bar{F}_r$ , третьей — осевая  $\bar{F}_a$ :

$$\bar{F}_{21} = \bar{F}_n = \bar{F}_t + \bar{F}_r + \bar{F}_a,$$

а составляющими будут

$$\begin{aligned} F_n &= F_t / (\cos \alpha_w \cos \beta); \\ F_r &= F_t \operatorname{tg} \alpha_w / \cos \beta; \\ F_a &= F_t \operatorname{tg} \beta, \end{aligned} \quad (7.21)$$

где

$$F_t = 2T_1 / mz_1.$$

## 7.6. Расчет входного звена механизма

При рассмотрении равновесия ведущего звена можно составить три уравнения статики. Определению подлежат два неизвестных — модуль и направление реакции  $\bar{F}_{01}$  во вращательной паре (рис. 62, а), модуль и точка приложения силы  $\bar{F}_{01}$  в поступательной паре (рис. 62, б), которые образуют ведущее звено 1 и стойку. Это несоответствие между количеством неизвестных и уравнений указывает на наличие множества математических решений задачи.

Система сил, действующих на это звено со стороны звеньев всей цепи рассматриваемого механизма, преодолевается движущими силами и моментами, действующими на исследуемый механизм со стороны двигателя или передаточного механизма, соединяющего его с двигателем. При инерционности звеньев можно считать, что ведущее звено механизма уравнивается движущими силами. Поэтому указанная неопределенность устраняется при приложении к ведущему звену уравновешивающего момента или уравновешивающей силы в элементах кинематических пар, соединяющих его с передаточным механизмом двигателя (рис. 63). При

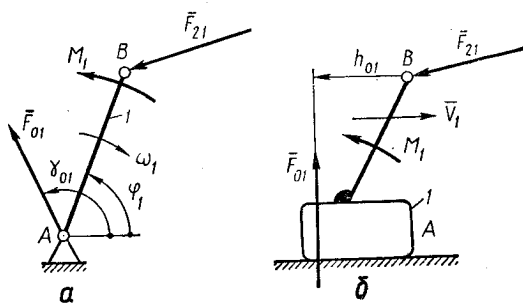


Рис. 62. Силовой расчет ведущего звена механизма

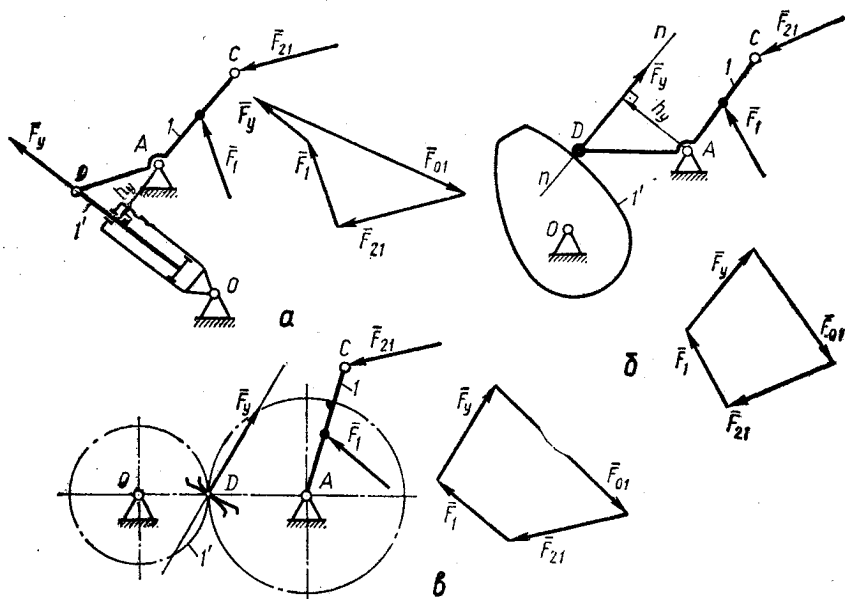


Рис. 63. Определение уравновешивающей силы или уравновешивающего момента

одинаковой механической сущности задачи способы проведения расчета входного звена зависят от типа кинематических пар. Уравновешивающий момент, действующий на звено 1, может быть определен из рассмотрения уравнения равновесия

$$M_y + M_A(\bar{F}_1) + M_A(\bar{F}_{21}) = 0, \quad (7.22)$$

где

$$M_A(\bar{F}_1) = \bar{r}_1 \times \bar{F}_1; \quad M_A(\bar{F}_{21}) = \bar{l}_{AB} \times \bar{F}_{21}.$$

Уравновешивающий момент на звене может создаваться непосредственно двигателем, например, если звено 1 является ротором электродвигателя либо уравновешиваю ей силой, точка приложения которой определяется конструкцией звена передаточного механизма. Если  $h_y$  — плечо уравновешивающей силы, то  $F_y = M_y/h_y$  и векторное уравнение равновесия имеет вид

$$\bar{F}_y + \bar{F}_{21} + \bar{F}_1 + \bar{F}_{01} = 0. \quad (7.23)$$

Решение этого уравнения для разных схем передаточного механизма показано на рис. 63. Если входное звено образует со звеном передаточного механизма низшую кинематическую пару  $D$  (а), то силовой расчет сводится к решению уравнения (7.22) относительно  $M_y$  и к реализации через функцию SMVKT зависимости  $\bar{F}_{10} = -\bar{F}_{01} = \bar{F}_y + \bar{F}_{21} + \bar{F}_1$ , так как точки приложения реакций и линии их действия известны. Если входное звено образует со звеном передаточного механизма высшую пару, то определение

$\bar{F}_y$  и решение уравнения (7.22) зависят от конструкции ее элементов. Для кулачкового и зубчатого передаточных механизмов решения уравнения (7.23) приведены на рисунках (б) и (в).

Из сказанного следует, что *ведущее звено механизма может быть рассчитано только тогда, когда известны точка приложения уравновешивающей силы и конструктивные элементы кинематической пары, в которой она возникает.*

## Глава 8. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА

### 8.1. Задачи динамического расчета

Закономерности движения звеньев реальных механизмов могут быть установлены только при рассмотрении энергетических процессов, протекающих при работе машинного агрегата. Для преодоления сил производственных и непроизводственных сопротивлений необходима определенная механическая работа, для совершения которой звенья должны обладать соответствующей кинетической энергией. Источником энергии движущихся звеньев является двигатель машины, в котором в зависимости от вида двигателя в энергию механического движения преобразуется электрическая энергия, тепловая энергия сжигаемого топлива, потенциальная энергия сжатого газа и т. п.

Движение звеньев механизма происходит под влиянием действующих на них сил. Величины этих сил, характер их воздействия и точки приложения циклически изменяются объясняясь тремя основными причинами: изменением нагрузок сопротивления как на рабочем органе, так и в самом механизме; изменением движущих сил, обусловленных процессами, происходящими в двигателе машины, и изменением положений звеньев за цикл работы механизма. Совокупное изменение условий нагружения приводит к ускорениям или замедлениям движения звеньев, что вызывает инерционные воздействия на них, а как следствие — изменение скоростей. Следовательно, кинематические параметры звеньев являются функцией внешних сил и зависят от масс звеньев и их распределения по ним с учетом конкретной формы и размеров. *Задача определения закона движения звеньев с конкретной формой, размерами и массой при известных внешних силах и моментах сил и законов их изменения во времени называется динамическим расчетом.*

Роль динамического расчета очень велика при проектировании или исследовании механизма. Только динамический расчет может выявить истинную картину взаимодействия звеньев механизма и законы их движения. Почти всегда, и особенно в скоростных машинах, картина силового взаимодействия звеньев механизмов резко различается при оценке схемы статическими и динамическими методами. Если механизм, входящий в какой-либо агрегат, спроектирован без учета динамических факторов, его надежность будет низкой, снизится точность и производительность работы агре-



гата, так как при проектировании не учитывалась реальная картина силового взаимодействия звеньев.

При курсовом проектировании динамический расчет включает запись уравнения движения машины в одной из принятых форм, определение значений его параметров, определение законов движения звеньев механизма в результате решения уравнения. Если ставится задача достижения требуемой степени равномерности движения звеньев, то определяется момент инерции маховика или рассчитываются параметры регулятора скорости.

## 8.2. Формы записи уравнения движения механизма

Если известен закон движения одного из звеньев механизма с одним ведущим звеном, то методами кинематики можно найти закон движения любого другого звена. Поэтому вместо исследования движения всего механизма под действием общей системы сил, можно исследовать движение лишь одного из звеньев механизма, которое называют звеном приведения. В качестве звена приведения принимают звено, совершающее вращательное или поступательное движение, обычно ведущее, но при этом необходимо соблюсти условие эквивалентности одного приведенного звена всей системе звеньев механизма по работе и энергии. Это звено должно иметь такую условную массу и на него должны действовать такие условные нагрузки, чтобы в каждом положении механизма соблюдалось указанное условие эквивалентности. Нагрузки, прикладываемые к звену приведения, масса или момент инерции называются *приведенной силой* или *приведенным моментом* (для вращающегося звена), а масса или момент инерции — его приведенной массой или приведенным моментом инерции [1].

Движение звена приведения (рис. 64) может быть описано дифференциальным уравнением:

при вращательном движении (а)

$$J(\varphi)(d^2\varphi/dt^2) + 0,5(d\varphi/dt)^2(dJ(\varphi)/d\varphi) = M_n; \quad (8.1)$$

при поступательном движении (б)

$$m(x)(d^2x/dt^2) + 0,5(dx/dt)^2(dm(x)/dx) = F_n. \quad (8.2)$$

В зависимостях (8.1) и (8.2)  $J_n = J(\varphi)$  и  $m_n = m(x)$  — приведенный момент инерции и приведенная масса звена приведения в функции обобщенной координаты;  $M_n$  и  $F_n$  — приведенный момент и приведенная сила.

В учебнике [1] рассматривались различные методы интегрирования уравнений (8.1) и (8.2) в зависимости от законов изменения систем движущих сил и сил сопротивлений. В общем случае эти уравнения не решаются точно в виде конечной функции.

При численном решении дифференциального уравнения (8.1) (в дальнейшем все зависимости будем рассматривать для вращательного движения звена приведения) угол поворота  $\varphi$  звена приведения разбиваем на  $n$  малых интервалов при условии  $\Delta\varphi = \varphi_2 -$

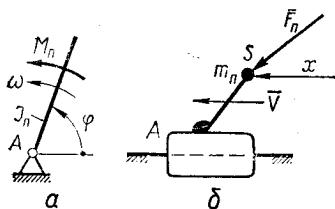


Рис. 64. Звено привода

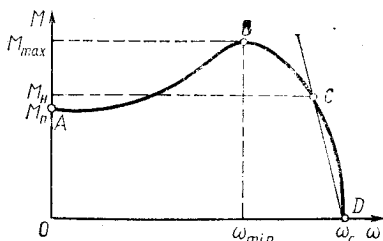


Рис. 65. Механическая характеристика асинхронного электродвигателя

—  $\Phi_1 = \Phi_3 - \Phi_2 = \dots = \Phi_{j+1} - \Phi_j$ . Принимая  $d\omega/d\Phi = (\omega_{j+1} - \omega_j)/\Delta\Phi$ ,  $dJ(\Phi)/d\Phi = (J(\Phi_{j+1}) - J(\Phi_j))/\Delta\Phi$ , после преобразований получим

$$\omega_{j+1} = \omega_j (3J(\Phi_j) - J(\Phi_{j+1}))/2J(\Phi_j) + M_n(\Phi_j) \Delta\Phi/(\omega_j J(\Phi_j)). \quad (8.3)$$

Принимая в выражении (8.3)  $j = 1, 2, \dots, h$  и используя соответствующие значения приведенных величин, можно последовательно определить закон изменения угловой скорости звена привода  $\omega(\Phi)$ . Это уравнение при всей своей простоте применимо только в том случае, если возможно для фиксированного  $\Phi_j$  определить значение  $\omega_j$  для одного из положений звена привода.

Если для механизма можно принять, что моменты движущих сил и моменты сил сопротивления зависят только от положения звена привода, т. е.  $M_c = M_c(\Phi)$ ,  $M_d = M_d(\Phi)$  и  $M_n = M_n(\Phi)$ , то после интегрирования уравнения (8.1) и преобразований получим

$$\omega(\Phi) = \sqrt{(2/J(\Phi)) \int_{\Phi_0}^{\Phi} (M_d(\Phi) - M_c(\Phi)) d\Phi - \omega_0^2 (I_0/J(\Phi))}, \quad (8.4)$$

где  $\Phi_0$  — угловая координата звена привода в начальном положении на диапазоне интегрирования от  $\Phi_0$  до  $\Phi$ ;  $J_0$  и  $\omega_0$  — значения  $J(\Phi)$  и  $\omega(\Phi)$  при  $\Phi = \Phi_0$ . Выражение (8.4) применимо для случая, когда известны начальные параметры. Например, при пуске двигателя механизма  $\Phi_0 = 0$ ,  $\omega_0 = 0$  и при известных функциях  $M_d(\Phi)$  и  $M_c(\Phi)$  можно получить аналитическую зависимость  $\omega(\Phi)$ . При численном задании функций  $M_d(\Phi_j)$  и  $M_c(\Phi_j)$  для  $j = 1, 2, \dots, n$  можно вычислить значения  $\omega_j$ .

Если механизм приводится в движение электродвигателем, то момент движущей силы определяется с учетом механической характеристики  $M_d(\omega)$ . На рис. 65 приведена механическая характеристика асинхронного двигателя, имеющая характерные точки:  $A$  — с координатами  $0, M_n$  ( $M_n$  — начальный пусковой момент двигателя при угловой скорости, равной нулю);  $B$  — с координатами  $\omega_{min}, M_{max}$  ( $\omega_{min}$  — минимальная угловая скорость ротора двигателя, при которой допускается его устойчивая работа при нагрузке  $M_{max}$ );  $C$  — с координатами  $\omega_n$  и моментом  $M_n$ ; ( $\omega_n$  —

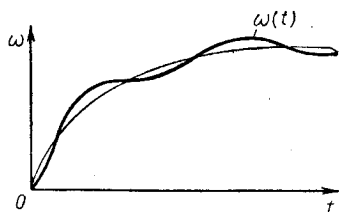


Рис. 66. Изменение скорости звена приведения с момента пуска

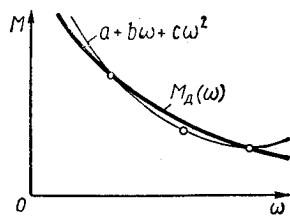


Рис. 67. Нелинейная механическая характеристика электродвигателя

номинальная угловая скорость при работе с номинальным моментом  $M_n$ );  $D$  — с координатами  $\omega_c, 0$  ( $\omega_c$  — синхронная угловая скорость, т. е. скорость вращения электромагнитного поля, при которой момент  $M = 0$ ). Аппроксимируя рабочий участок  $CD$  механической характеристики прямой линией, уравнение которой

$$(M - M_n)/M_n = (\omega - \omega_c)/(\omega_c - \omega_n),$$

получим зависимость для момента движущей силы:

$$M_d(\omega) = M_n \omega_c / (\omega_c - \omega_n) - \omega M_n / (\omega_c - \omega_n) = a - b\omega. \quad (8.5)$$

Тогда уравнение (8.1) примет вид

$$J(\varphi) (d\omega/dt) + 0,5\omega^2 (dJ(\varphi)/d\varphi) = a - b\omega - M_c(\varphi). \quad (8.6)$$

При постоянном или мало изменяющемся в зависимости от  $\varphi$  приведенном моменте инерции  $J(\varphi) = J$ . Принимая  $M_c(\varphi) = M_c(t) = c + d \sin kt$  и интегрируя уравнение (8.6), после преобразований получим

$$\omega(t) = \alpha/\lambda - \alpha/(\lambda e^{\lambda t}) - (\lambda \sin kt - k \cos kt - k/e^{\lambda t}) \beta / (\lambda^2 + k^2). \quad (8.7)$$

В выражении (8.7)  $\lambda = b/J = M_n/(J(\omega_c - \omega_n))$ ;  $\alpha = (a - c)/J = (M_n \omega_c / (\omega_c - \omega_n) - c)/J$ ,  $\beta = d/J$ . Это выражение описывает закон движения звена приведения со времени пуска. При  $t \rightarrow \infty$  движение становится установившимся. Для этого периода движения можно принять

$$\omega(t) = \alpha/\lambda - (\lambda \sin kt - k \cos kt) \beta / (\lambda^2 + k^2). \quad (8.8)$$

На рис. 66 приведен пример реализации зависимости (8.7).

Другие типы электродвигателей могут иметь нелинейные механические характеристики на рабочем участке. Например, нелинейные характеристики типичны для электродвигателей постоянного тока с последовательным возбуждением, крановых асинхронных электродвигателей, а также для неэлектрических — двигателей внутреннего сгорания, гидродвигателей и др. В этом случае для аналитического решения уравнения движения (8.1) характеристику можно аппроксимировать кривой второго или более высокого порядка (рис. 67). Если движущий момент аппроксимировать отрезком параболы, то при  $J = \text{const}$  уравнение движения будет иметь вид

$$a + b\omega + c\omega^2 - M_c = J(d\omega/dt),$$

где  $a, b, c$  — числовые коэффициенты, полученные при аппроксимации механической характеристики.

Принимая  $a - M_0 = A$ , получим

$$A + b\omega + c\omega^2 = J(d\omega/dt). \quad (8.9)$$

Если  $M_0 = M_0(t)$ , то, разделяя переменные и интегрируя, получим табличный интеграл

$$t - t_j = J \int_{\omega_j}^{\omega} d\omega / (A + b\omega + c\omega^2),$$

вид решения которого зависит от знака выражения  $Ac - b^2$ .

При  $4Ac - b^2 > 0$  имеем

$$t - t_j = 2J / \sqrt{4Ac - b^2} \left| \arctg((2c\omega + b) / \sqrt{4Ac - b^2}) \right|_{\omega_j}^{\omega}; \quad (8.10)$$

при  $4Ac - b^2 < 0$

$$t - t_j = J \left| \ln((2c\omega + b - \sqrt{b^2 - 4Ac}) / (2c\omega + b + \sqrt{b^2 - 4Ac})) \right|_{\omega_j}^{\omega} / \sqrt{b^2 - 4Ac}. \quad (8.11)$$

Зная  $\omega_j$ , при  $t_j$  можно получить закон движения звена приведения при установившемся движении механизма. Если  $M_0 = M_0(\varphi)$ , то уравнение (8.9) можно переписать в виде

$$A + b\omega + c\omega^2 = J\omega(d\omega/d\varphi),$$

интегрируя которое, получим

$$\varphi - \varphi_j = J \int_{\omega_j}^{\omega} \omega d\omega / (A + b\omega + c\omega^2), \quad (8.12)$$

где  $\varphi_j$  и  $\omega_j$  — начальные значения угла поворота и угловой скорости звена приведения.

Вид решения уравнения (8.12) зависит от знака выражения  $(4Ac - b^2)$ , а само решение, как и в предыдущем случае, получается с помощью таблиц интегралов. Особенность решения заключается в том, что из-за громоздкости полученных выражений практически нельзя перейти от зависимости  $\varphi = \varphi(a)$  к зависимости  $\omega = \omega(\varphi)$ , что делает предпочтительным численные методы решения.

Из анализа различных форм записи уравнения движения механизма (8.1) и способов их решения для частных задач следует, что аналитические методы решения весьма трудоемки. Зачастую они дают возможность произвести только качественную оценку динамических процессов, а получить инженерное решение — численное — можно только при определенных допущениях. Для реализации зависимости (8.3) необходимо из частных допущений определить  $\omega_j$  для  $\varphi_j$  при неизвестной функции  $\omega(\varphi)$ ; зависимость (8.4) может быть реализована только при известных начальных

параметрах для  $\varphi_0$ ; зависимости (8.6) ... (8.12), характеризующие динамические свойства машины с учетом динамики двигателя, получены из предположения незначительности изменения приведенного момента инерции механизма  $J(\varphi)$ , применение этих зависимостей для других условий приведет к существенным погрешностям расчета.

Для уменьшения трудоемкости расчета и повышения его точности более пригодны численные методы определения закона звена приведения. Численные методы решения, будучи приближенными, при решении реальных задач дают часто и большую точность по сравнению с аналитическими, так как при их применении минимально количество допущений, связанных с механикой движения механизмов.

### 8.3. Алгоритм численного метода решения уравнения движения механизма

Для разработки алгоритма численного решения уравнения движения механизма воспользуемся его интегральной формой. После интегрирования уравнения (8.1) и преобразований получим

$$0,5J(\varphi)\omega^2(\varphi) - 0,5J_0\omega_0^2 = \int_{\varphi_0}^{\varphi} (M_{д\varphi} - M_{с\varphi}) d\varphi. \quad (8.13)$$

В этом случае  $J_0$  и  $\omega_0$  — соответственно значения  $J(\varphi)$  и  $\omega(\varphi)$  для  $\varphi = \varphi_0$ ;  $M_{д\varphi}$ ,  $M_{с\varphi}$  — значения приведенных моментов движущих сил и сил сопротивления для момента времени, соответствующего рассматриваемому значению угла поворота  $\varphi$  звена приведения (при  $M_d(\varphi)$  и  $M_c(\varphi)$ :  $M_{д\varphi} = M_d(\varphi)$ ,  $M_{с\varphi} = M_c(\varphi)$ ; при  $M_d(\omega)$ ,  $M_c(\omega)$ :  $M_{д\varphi} = M_d(t)|_{\varphi=\omega t}$ ,  $M_{с\varphi} = M_c(t)|_{\varphi=\omega t}$ ).

Для произвольного  $\varphi$  (8.13) может быть переписано в виде

$$E_c + E_v - E_0 = \Sigma A, \quad (8.14)$$

где  $E_c = 0,5J_c\omega^2$  — кинетическая энергия звеньев с постоянным приведенным моментом инерции  $J$ ;  $E_v = 0,5J_v\omega^2$  — кинетическая энергия звеньев с переменным приведенным моментом инерции  $J_v$ ;  $E_0$  — кинетическая энергия механизма при скорости звена приведения  $\omega_0$ ;  $\Sigma A$  — суммарная работа сил движущих и сопротивления, приведенных к звену приведения, при перемещении его из положения  $\varphi_0$  в положение  $\varphi$ .

$\Sigma A$  для любого положения может быть найдена интегрированием функций  $M_d(\varphi)$  и  $M_c(\varphi)$  и их алгебраическим суммированием (рис. 68). Функция изменения кинетической энергии может быть получена, если известны кинематические характеристики звеньев с переменным приведенным моментом инерции. Тогда

$$E_c - E_0 = \Sigma A - E_v, \quad E_c = \Sigma A - E_v + E_0.$$

Графически величина для  $(E_c - E_0)$  получается алгебраическим суммированием значений функций  $\Sigma A$  и  $E_v$  (рис. 69, а). Так

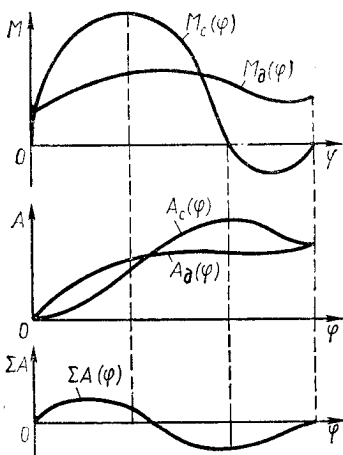


Рис. 68. Интегрирование функций моментов силы сопротивления и сил движущих

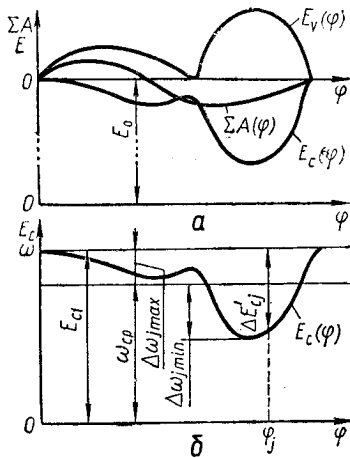


Рис. 69. Изменение скорости звена привода

как  $E_0$  — величина постоянная, что график для  $E_c$  соответствует графику для  $(E_c - E_0)$ , только ось абсцисс для него сдвигается на величину  $E_0$  (в общем случае неизвестную).

Так как величина  $J_c$  постоянна, то кинетическая энергия может меняться только за счет изменения скорости звена привода, следовательно,  $E_c$  и  $\omega$  — величины пропорциональные. Поэтому изменения  $E_c$  полностью определяют колебания скорости звена привода относительно начального значения ( $\delta$ ). Определим изменение величины  $E_{cj}$  относительно ее начального значения  $E_{c1}$

$$\Delta E'_{cj} = E_{cj} - E_{c1}. \quad (8.15)$$

Графически это равносильно определению ординат графика  $E_c$  относительно оси абсцисс, проведенной через начальную его точку  $E_{c1}$  ( $a$ ). Тогда

$$\Delta E'_{cj} = E_{cj} - E_{c1} = 0,5J_c\omega_j^2 - 0,5J_c\omega^2 = 0,5J_c(\omega_j + \omega)(\omega_j - \omega).$$

При установившемся движении угловая скорость колеблется в определенном диапазоне. Если эти колебания невелики, то  $(\omega_j + \omega)/2 \approx \omega_{cp}$ . Тогда, обозначив  $\omega_j - \omega = \Delta\omega'_j$ , получим

$$\Delta E'_{cj} = J_c\omega_{cp}\Delta\omega'_j.$$

Так как  $J_c$  и  $\omega_{cp}$  — величины постоянные, то график  $\Delta E'_{cj}$  определяет в другом масштабе и график изменения  $\Delta\omega'_j$  ( $b$ ). Средняя угловая скорость

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

и на графике ( $b$ ) отобразится соответствующей линией, лежащей от оси абсцисс на расстоянии

$$\Delta\omega_0 = (|\Delta\omega_{jmax}| - |\Delta\omega_{jmin}|)/2. \quad (8.16)$$

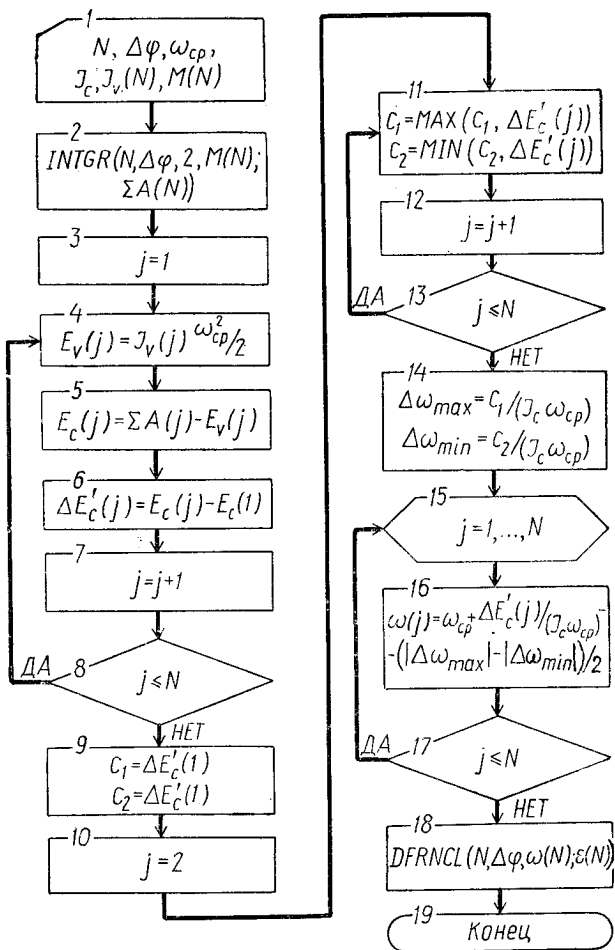


Рис. 70. Схема алгоритма численного решения уравнения движения механизма

Отклонения угловой скорости  $\omega_j$  от ее среднего значения в этом случае

$$\Delta\omega_j = \Delta\omega_j' - \Delta\omega_0.$$

Для произвольного положения звена приведения, определяемого углом  $\varphi_i$ , получим

$$\omega_j = \omega_{ср} + \Delta E_{c_j}' / (J_c \omega_{ср}) - (|\Delta\omega_{j\max}'| - |\Delta\omega_{j\min}'|) / 2, \quad (8.17)$$

где  $\Delta\omega_{j\max}'$  и  $\Delta\omega_{j\min}'$  — максимальное и минимальное отклонения приращения угловой скорости относительно  $\omega$ .

После определения массива числовых значений для  $j = 1, 2, \dots, n$ , используя операторную функцию DFRNCL (см. гл. 2), получим массив числовых значений угловых ускорений  $\epsilon_j$ .

На рис. 70 приведена схема алгоритма численного решения уравнения движения механизма. Исходными данными для расчета являются:  $N$  — количество элементов в массивах;  $\omega_{\text{ср}}$  — средняя угловая скорость звена привода;  $J_c$  — постоянная составляющая момента инерции звена привода;  $J_v(N)$  — переменная составляющая момента инерции звена привода, заданная массивом  $N$  значений;  $M(N)$  — массив  $N$  значений момента приведенной силы. В блоке 2 с применением операторной функции INTGR (см. гл. 2) определяется массив значений работы приведенной силы  $\Sigma A(N)$ . По значениям  $J_v(j)$  в блоках 3...8 определяем значения кинетической энергии  $E_v(j)$  звеньев с переменным приведенным моментом инерции, а затем — кинетической энергии  $E_c(j)$  звеньев с постоянным приведенным моментом инерции и  $\Delta E'_c(j)$ . Блок 8 управляет циклическим процессом вычислений. Зависимости блоков 9...14 позволяют выделить максимальные и минимальные значения изменения кинетической энергии  $E'_c$  из массива  $\Delta E'_c(N)$  с последующим определением соответствующих им значений максимальных  $\Delta\omega_{\text{max}}$  и минимальных  $\Delta\omega_{\text{min}}$  отклонений угловой скорости от ее среднего значения  $\omega_{\text{ср}}$ . Остальные блоки реализуют зависимости для определения закона движения звена привода — функции изменения угловой скорости и углового ускорения.

Рассмотренная блок-схема соответствует алгоритму, в исходных данных к которому момент приведенной силы определен для каждого значения обобщенной координаты суммированием моментов движущих сил  $M_d$  и моментов сил сопротивления  $M_c$ . Этот алгоритм может быть дополнен зависимостями, учитывающими особенности определения  $M_d(\varphi)$  и  $M_c(\varphi)$ . Для случая, когда не учитываются особенности механической характеристики двигателя механизма, составлена программа VIII.1 реализации алгоритма блок-схемы

### VIII.1.

```

SUBROUTINE DZKNDV(M, ZM, W1, ISC, MPR, ISPR, AAA, AS, ASUM,
*EV, DEC, WPR, EPR)
С ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАКОНА ДВИЖЕНИЯ ЗВЕНА ПРИВЕДЕНИЯ
С MPR, ISPR — МАССИВЫ ЗНАЧЕНИЙ МОМЕНТА ПРИВЕДЕННОЙ СИЛЫ
С И ПРИВЕДЕННОГО МОМЕНТА ИНЕРЦИИ.
С AS, ASUM, EV — МАССИВЫ ЗНАЧЕНИЙ РАБОТЫ СИЛ СОПРОТИВЛЕ-
С НИЯ, СУММАРНОЙ РАБОТЫ И КИНЕТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ
С ЗВЕНЬЕВ С ПЕРЕМЕННЫМ ПРИВЕДЕННЫМ МОМЕНТОМ ИНЕРЦИИ
С WPR, EPR — МАССИВЫ ЗНАЧЕНИЙ УГЛОВОЙ СКОРОСТИ И
С УГЛОВОГО УСКОРЕНИЯ ЗВЕНА ПРИВЕДЕНИЯ.
С M, ZM — РАЗМЕРНОСТЬ МАССИВОВ В РАЗНЫХ ФОРМАХ ЗАПИСИ.
С W1 — СРЕДНЯЯ СКОРОСТЬ ЗВЕНА ПРИВЕДЕНИЯ.
С ISC — ПОСТОЯННАЯ СОСТАВЛЯЮЩАЯ ПРИВЕДЕННОГО МОМЕНТА
С ИНЕРЦИИ МЕХАНИЗМА.
REAL MPR, ISPR, ISC
DIMENSION MPR(M), ISPR(M), AS(M), ASUM(M), EV(M),
*DEC(M), WPR(M), EPR(M)
PI = 3.14159
H = 2.0 * PI / (ZM - 1.0)
CALL DINTGR(M, H, 2, MPR, AS)
DAD = AS(M) / (ZM - 1.0)
Z = -1.0

```



```

DO 5 K = 1, M
Z = Z + 1.0
ASUM(K) = AS(K) - DAD * Z
EV(K) = ISPR(K) * W1 ** 2/2.0
DEC(K) = ASUM(K) - EV(K)
5 CONTINUE
DDD = DEC(1)
DO 6 K = 1, M
DEC(K) = DEC(K) - DDD
6 CONTINUE
C1 = DEC(1)
C2 = DEC(1)
DO 7 K = 2, M
C1 = AMAX1(C1, DEC(K))
C2 = AMIN1(C2, DEC(K))
7 CONTINUE
DECSR = (C1 + C2)/2.0
DO 8 K = 1, M
WPR(K) = W1 + (DEC(K) - DECSR)/W1/ISC
8 CONTINUE
CALL DFRNCL(M, H, EPR, WPR)
RETURN
END

```

рис. 8.7, оформленная в виде подпрограммы DZKNDV. Программа реализует операторную функцию

$$\begin{aligned}
&ZKNDV(N, \omega_{cp}, J_c, M_n(N); A_c(N), \Sigma A(N), \\
&E_v(N), \Delta E_c(N), \omega(N), \varepsilon(N)). \quad (8.18)
\end{aligned}$$

В выражении (8.18) закон движения звена приведения определяется массивами значений угловой скорости  $\omega(N)$  и углового ускорения  $\varepsilon(N)$  звена приведения.

#### 8.4. Определение момента инерции маховика

Для ограничения колебаний угловой скорости звена приведения механизма необходимо так подобрать массы и моменты инерции его звеньев, чтобы они соответствовали системам движущих сил и сил сопротивления. Эта задача решается установкой дополнительной маховой массы на одном из звеньев. Конструктивно ее оформляют в виде маховика — массивного диска или кольца со спицами. Маховик накапливает кинетическую энергию в те периоды цикла установившегося движения, когда приведенный момент движущих сил больше приведенного момента сил сопротивления и скорость звена возрастает. В периоды цикла, когда имеет место обратное соотношение между моментами сил, накопленная кинетическая энергия маховика расходуется, препятствуя снижению скорости. Следовательно, *маховик выполняет роль аккумулятора кинетической энергии и способствует уменьшению колебаний скорости звеньев механизма.*

Если не учитывается механическая характеристика двигателя машины, то момент инерции маховика может быть определен из следующих соображений. Из выражения (8.13) следует, что для те-

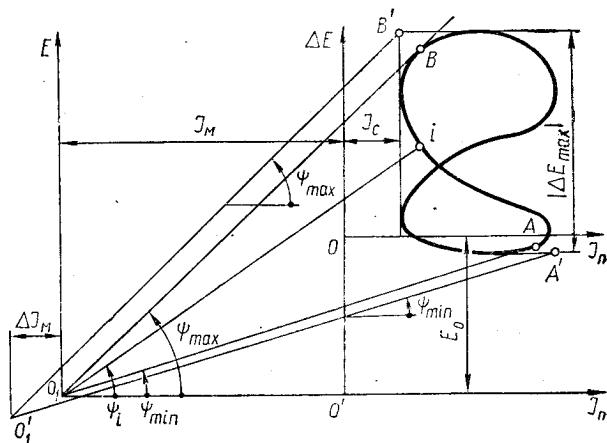


Рис. 71. Диаграмма энергомасс

кущего значения  $\varphi$  обобщенной координаты  $E - E_0 = \Sigma A = \Delta E(\varphi)$ . Если известна зависимость момента инерции  $J_n$  звена приведения от  $\varphi$ , то получим  $J_n = J_n(\varphi) = J_c + J_o(\varphi)$ . Исключая из выражений для  $\Delta E(\varphi)$  и  $J_n(\varphi)$  координату  $\varphi$ , получим функцию  $\Delta E = \Delta E(J_n)$ , графическая интерпретация которой (рис. 71) называется *диаграммой энергомасс* (*диаграмма Виттенбауэра*). Если диаграмму энергомасс сместить вверх относительно оси  $OJ_n$  на величину  $E_0$ , что равносильно смещению оси  $OJ_n$  вниз на эту величину, то она будет отображать изменение всей кинетической энергии механизма в зависимости от  $J_n$ . Колебания угловой скорости звена приведения будут определяться соотношением  $J_o(\varphi_n)$  и  $J_c$ . Для того чтобы эти колебания не превышали максимального  $\omega_{max}$  и минимального  $\omega_{min}$  значений скорости, определяемых значениями коэффициента неравномерности движения  $\delta$ , необходимо добавить к постоянной составляющей момента инерции  $J_c$  маховую массу с моментом инерции  $J_M$ . Графически это отобразится смещением оси  $O\Delta E$  влево на величину  $J_M$ . В полученной таким образом координатной системе  $J_n O_1 E$  для любой точки  $i$  диаграммы энергомасс будет справедливо равенство  $E_i/J_{ni} = \omega_i^2/2$ , а угловой коэффициент прямой  $O_1 i$  будет равен  $\text{tg } \psi_i = \omega_i^2/2$ .

При различных положениях точки  $i$  на диаграмме угол  $\psi_i$  будет меняться от  $\psi_{min}$  до  $\psi_{max}$ , которым соответствуют положения касательных  $O_1 A$  и  $O_1 B$ , проведенных к нижним и верхним участкам диаграммы под этими углами. Точку  $O_1$  получим на пересечении касательных  $O_1 A$  и  $O_1 B$ , имеющих угловые коэффициенты

$$\left. \begin{aligned} k_1 &= 0,5(1 + \delta/2)^2 \omega_{cp}^2; \\ k_2 &= 0,5(1 - \delta/2)^2 \omega_{cp}^2. \end{aligned} \right\} \quad (8.19)$$

Уравнения касательных запишем в виде

$$\left. \begin{aligned} \Delta E - \Delta E_A &= k_1(J_n - J_A); \\ \Delta E - \Delta E_B &= k_2(J_n - J_B), \end{aligned} \right\} \quad (8.20)$$

где  $J_A$ ,  $\Delta E_A$ ,  $J_B$ ,  $\Delta E_B$  — координаты точек  $A$  и  $B$  касания с диаграммой энергомасс прямых с угловыми коэффициентами  $k_1$  и  $k_2$ .

Решение системы уравнений (8.20) относительно  $J_n$  определит момент инерции маховой массы, при котором колебания угловой скорости звена приведения относительно  $\omega_{\text{ср}}$  будут ограничены:

$$\omega_{\text{max}} + 0,5(1 + \delta/2)\omega_{\text{ср}} \quad \text{и} \quad \omega_{\text{min}} = 0,5(1 - \delta/2)\omega_{\text{ср}}.$$

После преобразований из выражений (8.20) получим зависимость для определения момента инерции маховой массы:

$$J_m = |(1/2\delta)((J_A - J_B)(1 + \delta^2/4) + (J_A - J_B)\delta) + (\Delta E_A - \Delta E_B)/(\delta\omega_{\text{ср}}^2)|. \quad (8.21)$$

Выражение (8.21) может быть реализовано, если известны координаты точек  $A$  и  $B$ . Их определяют либо графически с помощью диаграммы энергомасс, либо при численном решении на ЭВМ перебором массивов чисел  $\Delta E(\varphi)$  и  $J_n(\varphi)$ . Небольшая погрешность вносится в определение  $J_m$ , если проводить не касательные к диаграмме, а прямые под углами  $\psi_{\text{max}}$  и  $\psi_{\text{min}}$  через точки  $B'$  и  $A'$  с координатами:  $B'(J_{n \text{ min}}, \Delta E_{\text{max}})$  и  $A'(J_{n \text{ max}}, \Delta E_{\text{min}})$  (см. рис. 70).

Если пренебречь влиянием переменной составляющей  $J_v$  приведенного момента инерции на неравномерность движения, т. е. принять  $J_A = J_B = J_c$ , то из выражения (8.21) получим

$$J_m = |\Delta E_{\text{max}}/(\delta\omega_{\text{ср}}^2) - J_c. \quad (8.22)$$

Аналогичная зависимость получается использованием выражения (8.17). Так как  $\omega(\varphi)$  и  $\Delta E_c(\varphi)$  пропорциональны, то экстремальные значения функции  $\Delta E_c(\varphi)$  будут соответствовать экстремальным значениям функции  $\omega(\varphi)$ . Тогда при установке маховика получим

$$\Delta E_{\text{сmax}} = 0,5(J_m - J_c)(\omega_{\text{max}}^2 - \omega_{\text{min}}^2) = 0,5(J_m - J_c)(\omega_{\text{max}} + \omega_{\text{min}})(\omega_{\text{max}} - \omega_{\text{min}}). \quad (8.23)$$

Учитывая, что коэффициент неравномерности хода механизма

$$\delta = (\omega_{\text{max}} - \omega_{\text{min}})/\omega_{\text{ср}}, \quad \text{а} \quad \omega_{\text{ср}} = (\omega_{\text{max}} + \omega_{\text{min}})/2,$$

получим

$$J_m = |\Delta E_{\text{max}}/(\delta\omega_{\text{ср}}^2) - J_c. \quad (8.24)$$

Алгоритм определения момента инерции маховика реализуется программой VIII.2, оформленной как подпрограмма DMHVK.

## VIII.2.

```
SUBROUTINE DMHVK(N, DELTA, ISC, W1, DEC, IMHVK)
С ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТА ИНЕРЦИИ МАХОВИКА.
С N — РАЗМЕРНОСТЬ МАССИВОВ. DELTA — КОЭФФИЦИЕНТ
С НЕРАВНОМЕРНОСТИ ХОДА МАШИНЫ
С ISC — ПОСТОЯННАЯ СОСТАВЛЯЮЩАЯ ПРИВЕДЕННОГО МОМЕНТА
С ИНЕРЦИИ МЕХАНИЗМА.
С W1 — УГЛОВАЯ СКОРОСТЬ ЗВЕНА ПРИВЕДЕНИЯ
С РЕЗУЛЬТАТ:
С DEC — МАССИВ ЗНАЧЕНИЙ ВЕЛИЧИНЫ КОЛЕБАНИЯ КИНЕТИЧЕ-
```

С СКОЙ ЭНЕРГИИ ЗВЕНЬЕВ С ПОСТОЯННЫМ ПРИВЕДЕННЫМ  
 С МОМЕНТОМ ИНЕРЦИИ.  
 С IMHVK — МОМЕНТ ИНЕРЦИИ МЕХОВИКА.

```

REAL ISC, IMHVK
DIMENSION DEC(N)
C1 = DEC(1)
C2 = DEC(1)
DO 2 K = 2, N
C1 = AMAX1(C1, DEC(K))
C2 = AMIN1(C2, DEC(K))
2 CONTINUE
IMHVK = (C1 + ABS(C2))/DELTA/W1 ** 2 - ISC
RETURN
END
  
```

Для более точного определения момента инерции маховика следует учитывать механическую характеристику двигателя. Если участок рабочей характеристики двигателя заменить отрезком прямой, то график  $M_d(\omega)$  будет иметь вид, представленный на рис. 72. Тогда при скорости звена привода  $\omega = \omega_{cp}$  из функции  $M_d(\omega)$  получим среднее значение момента движущей силы  $M_{д.ср}$  и примем его равным среднему моменту сил сопротивления:  $M_{д.ср} = C_{с.ср} = M_{ср}$ .

Амплитуды колебаний угловой скорости звена привода могут быть установлены либо через коэффициент  $\delta$ , либо интегрированием дифференциального уравнения движения механизма с двигателем. Определив значения  $\omega_{max}$  и  $\omega_{min}$  по рабочей характеристике, найдем соответствующие им значения движущего момента  $M_{д min}$  и  $M_{д max}$ .

Так как при экстремальных значениях угловой скорости звена привода угловое ускорение равно нулю, то приведенные моменты

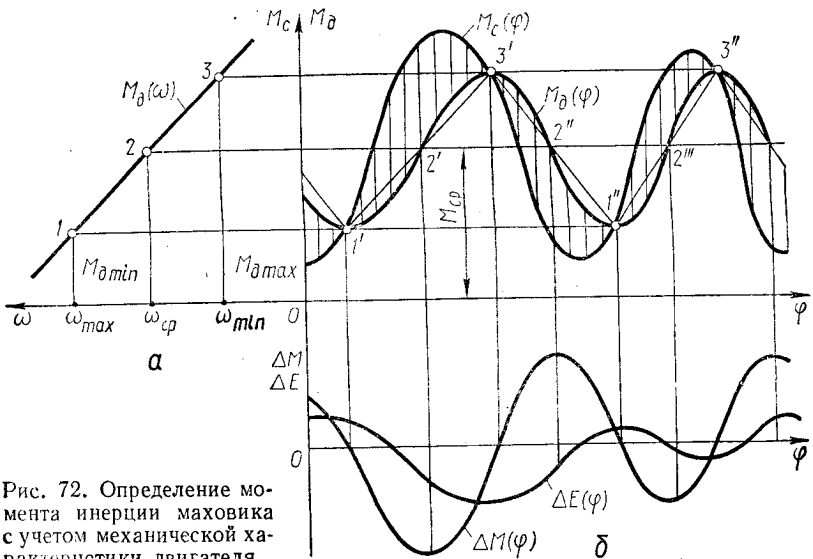


Рис. 72. Определение момента инерции маховика с учетом механической характеристики двигателя

движущих сил и сил сопротивления равны. Следовательно, в точках пересечения графика функции  $M_c(\varphi)$  с горизонталями для  $M_{д\max}$  и  $M_{д\min}$  имеем  $M_c = M_{д}$ . На интервалах  $1'-3'$ ,  $3'-1''$ ,  $1''-3''$  между точками пересечения функция  $M_{д}(\varphi)$  будет иметь точки перегиба и ее истинный характер может быть установлен подстановкой значений  $\omega(\varphi)$  в уравнение характеристики двигателя. Тогда функция избыточной работы  $\Delta A(\varphi) = \Delta E(\varphi)$  определится интегрированием функции  $\Delta M(\varphi) = M_{д}(\varphi) - M_c(\varphi)$ . Дальнейший ход решения рассматриваемой задачи аналогичен случаю когда не учитывается характеристика двигателя и момент инерции маховика может быть определен по зависимостям (8.21) или (8.22).

### 8.5. Определение размеров маховика и выбор места его установки

Конструктивно маховики оформляют в виде дисков или колец со спицами (рис. 73), которые изготавливают из чугуна или стали. Для дисковых маховиков (а) момент инерции диска относительно оси равен  $J_m = mD^2/8$ . Если массу  $m$  выразить через объем и плотность  $\rho$  материала, то получим

$$D = \sqrt[4]{32J_m/\pi b\rho} \quad (8.25)$$

Для маховика в виде кольца со спицами (б), пренебрегая массой спиц, получим  $J_m = mD^2/4$  или  $J_m = \pi b h \rho D^3/4$ . Обозначая  $\lambda_b = b/D$ ,  $\lambda_h = h/D$ , получим  $J_m = \pi \lambda_b \lambda_h \rho D^3/4$ , или

$$D = \sqrt[5]{4J_m/\pi \lambda_b \lambda_h \rho} \quad (8.26)$$

Из выражений (8.25) и (8.26) следует, что материалоемкость маховика обратно пропорциональна квадрату его диаметра. При одинаковых диаметрах масса дискового маховика примерно в два раза больше, чем маховика со спицами.

Из зависимостей (8.21) и (8.22) следует, что момент инерции маховика обратно пропорционален квадрату угловой скорости звена приведения. Поэтому для уменьшения размеров маховика целесообразно устанавливать его на самом быстроходном валу механизма. Однако такое решение не всегда рационально, так как при этом не учитывается реальная жесткость звеньев и возникающих из-за этого колебаний в механизмах.

Если вращение к звену приведения с моментом инерции  $J_n$  передается от двигателя через передаточный зубчатый механизм (рис. 74), то источником возмущающих колебаний в машине могут быть как двигатель, так и механизм. Так как звенья передаточного механизма упругие, то под действием возмущающих сил они колеблются. Выбором звена передаточного механизма для установки маховика можно добиться эффективного снижения угловой скорости звена приведения. Если источник колебаний — рабочий механизм (поршневые машины с электродвигателями, молоты, прессы

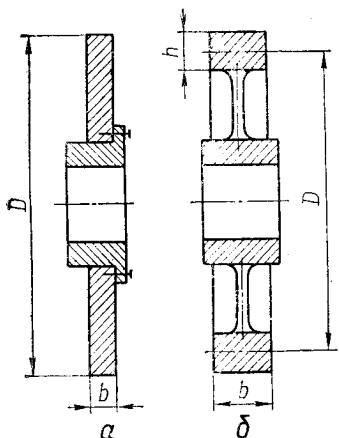


Рис. 73. Конструирование схемы маховиков

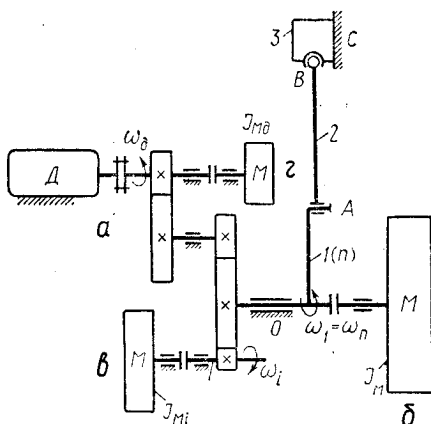


Рис. 74. Выбор мест установки маховика

и т. п.), то маховик целесообразно устанавливать на валу звена привода (б). В этом случае передаточный механизм и двигатель разгружаются от динамических воздействий из-за колебаний звеньев, которые могут существенно превышать номинальную нагрузку, особенно при резонансных режимах [1]. Кроме того, передаточный механизм в этом случае рассчитывается лишь с учетом действия номинальных нагрузок без учета пиковых моментов. При размещении маховика на валу звена привода улучшаются условия пуска электродвигателя за счет сокращения времени пуска. Для уменьшения момента инерции и массы маховика его можно поместить на валу  $i$ , соединенном с валом звена привода повышающей передачей (в). В этом случае  $J_{mi} = J_m (\omega_p / \omega_i)^2$ . Разгружающий эффект для двигателя и передаточного механизма сохраняется. Если источник колебаний — двигатель, то для защиты передаточного и рабочего механизмов от динамических воздействий маховик целесообразно поместить на валу двигателя (з). В этом случае  $J_{м.д} = J_m (\omega_p / \omega_d)^2$ .

При отступлениях от указанных рекомендаций, например при установке маховика по схеме (з), приводе от электродвигателя и действии колебаний от рабочего механизма, между двигателем Д и звеном привода 1 появляется упругая связь — передаточный зубчатый механизм. Если жесткость этой связи принять равной  $c$ , предположить, что силы сопротивления ее деформированию создают момент, пропорциональный скорости поворота вала  $k (d\varphi/dt)$ , а возмущающий момент, действующий на звено привода с частотой  $\omega_b$ , равен  $M = M \sin \omega_b t$ , то дифференциальное уравнение, описывающее движение звена привода механизма, будет иметь вид

$$d^2\varphi/dt^2 + 2nd\varphi/dt + \omega_c^2\varphi = q \sin \omega_b t, \quad (8.27)$$

где  $\omega_c = \sqrt{c/J_n}$  — частота собственных колебаний звена приведения;  $2n = k/J_n$ ;  $q = M_n/J_n$ .

Из решения уравнения (8.27) [1] следует, что максимальный угол закручивания вала звена приведения  $\varphi_n = (M/c) k_d$  при коэффициенте динамичности

$$k_d = 1/\sqrt{(1 - (\omega_b/\omega_c)^2)^2 + 4n^2(\omega_b/\omega_c)^2}. \quad (8.28)$$

Из выражения (8.28) следует, что при совпадении  $\omega_b = \omega_{cp}$  с собственной частотой колебаний системы  $\omega_c$  наступает резонанс. Следовательно, увеличение приведенного момента инерции за счет добавления маховой массы может привести к увеличению колебаний угловой скорости звена приведения при  $\omega_c = \sqrt{c/J_n} = \omega_{cp}$ . Этот фактор не учитывается при выводе зависимостей (8.1) и (8.2), что может привести к ухудшению динамических свойств механизма при определенных упругих свойствах звеньев передаточного механизма при установке маховика.

## Раздел 3

---

# КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

### Глава 9. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

#### 9.1. Цель и задачи курсового проектирования

Курсовой проект по теории механизмов и машин — первая самостоятельная работа по расчету машин, которую проводят студенты машиностроительных специальностей. При его выполнении студент использует как знания общих законов механики движения и механики деформируемого тела, полученные при изучении теоретической механики и сопротивления материалов, так и знания особенностей расчета реальных механизмов и машинных агрегатов.

Курсовое проектирование способствует усвоению теоретического материала по теории механизмов и машин и развивает навыки в проведении простейших инженерных расчетов. При выполнении курсового проекта хорошо иллюстрируется связь и взаимозависимость геометрических, кинематических и динамических расчетов механизмов. Выполняя их, студент прослеживает влияние на изменение кинематики и динамики механизма реальных геометрических форм и размеров звеньев, их масс и моментов инерции. Знания и навыки, полученные при курсовом проектировании по теории механизмов и машин, позволяют правильно оценивать условия работы деталей механизмов, конструированию и расчету которых студент обучается при изучении как дисциплин «Детали машин», «Подъемно-транспортные машины», углубляющих общинженерную подготовку инженеров-механиков, так и профилирующих дисциплин, определяющих их специализацию.

Одной из важных методических задач, решаемых при курсовом проектировании по теории механизмов и машин, является привитие навыков оформления инженерных расчетов. Студент привыкает к правилам оформления графического и текстового материала, соблюдению государственных стандартов и их использованию, применению условных обозначений, составлению расчетных схем.

Работа современного инженера невозможна без использования им вычислительной техники. При изучении «Теории механизмов и машин» студент уже владеет азами компьютерной грамотности и имеет навыки работы с ЭВМ. Однако только при выполнении больших объемов расчетных работ в курсовом проектировании, требующих применения разнообразных алгоритмов и программ, их увязывания в единое целое и оценки результатов расчетов студент привыкает к ЭВМ как к необходимому инструменту, что способствует росту его дальнейшего образования.



## 9.2. Объем курсового проекта

В курсовом проекте прежде всего должны найти отражение те разделы курса, которые составляют основу подготовки инженера-механика. К ним относятся динамический и кинематический расчеты и исследование механизмов, составляющих машинный агрегат, синтез геометрических параметров механизмов, оценка их эксплуатационных показателей. В проекте необходимо отразить воздействие машины на окружающую среду и сведение к минимуму его отрицательных сторон.

Поэтому задание на курсовое проектирование включает кинематическую схему основного механизма, схем передачочных и вспомогательных механизмов, краткое описание их назначения и функций, необходимые исходные данные. На рис. 75 приведен пример оформления бланка задания на курсовое проектирование, разработанный в Одесском политехническом институте. На бланке изображена кинематическая схема механизма подачи деталей на конвейер, схема передаточного зубчатого механизма, передающего вращение от двигателя на входное звено, и кулачок. Ниже рисунка приведены необходимые исходные данные к расчету:

1. Постоянные геометрические параметры механизма манипулятора  $h = 0,06$  м;  $H_E = 0,40$  м;  $\delta = 40^\circ$ ;  $v_1 = v_2 = 20^\circ$ ;  $k_{\omega_2} = 1,1$ ;  $l_{CD} = l_{CB}$ .
2. Значения функции положения звена 5  $x_{E1} = 0,82$  м;  $x_{E2} = 0,62$  м;  $x_{E3} = 0,82$  м;  $l_{DS}/l_{DE} = 0,3$ ;  $l_{AS_2} = l_{BS_2}$ ;  $l_{CS_3}/l_{CD} = 0,15$ .

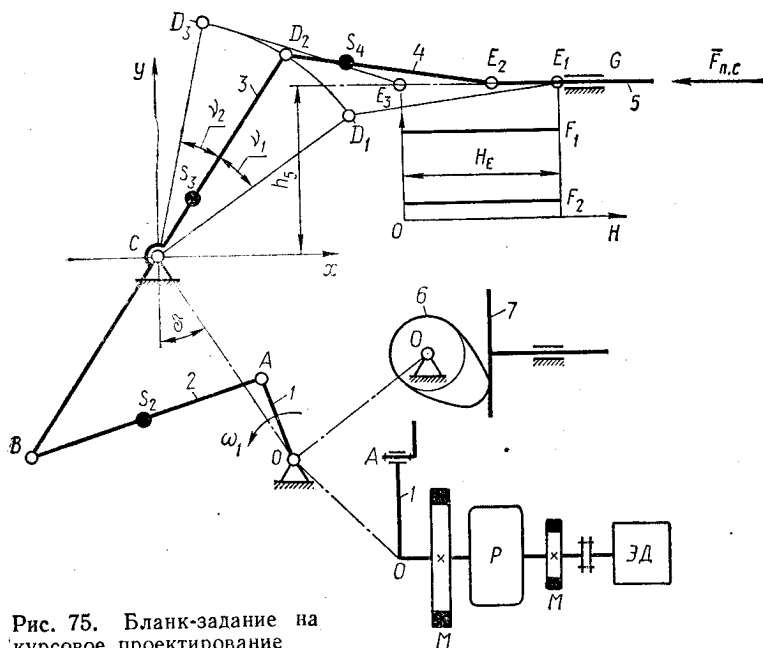


Рис. 75. Бланк-задание на курсовое проектирование

3. Данные к синтезу зубчатого редуктора «Р»  
Рекомендуемые схемы: 1 и 3

$$\omega_d = 150 \text{ с}^{-1}; \omega_1 = 3 \text{ с}^{-1}; m = 3 \text{ мм}; \beta = 0.$$

4. Данные к синтезу кулачкового механизма: толкатель — плоский; ход толкателя  $\Delta s_{\max} = 0,06 \text{ м}$ . Закон ускорения толкателя — косинусоидальный.  $\varphi_y = \varphi_b = 0,4\varphi_{\text{раб}}$ ;  $\varphi_d = 0,2\varphi_{\text{раб}}$ .
5. Сила сопротивления: рабочий ход  $F_c = F_1 = 2000 \text{ Н}$ , холостой ход  $F_c = F_2 = 400 \text{ Н}$ .
6. Массы звеньев определять умножением длины звена в метрах на погонную массу  $m_e = 50 \text{ кг/м}$ .
7. Момент инерции звена  $i$  относительно центра масс  $S_i$   
$$J_{S_i} = m_i l_i^2.$$
8. Масса звена 5 определяется как  $m_5 = 2m_4$ .

На оборотной стороне бланка приводится следующий текст:

**Проектирование и исследование механизма питателя конвейера.** Механизм питателя конвейера предназначен для подачи на конвейер деталей после завершения их очистки и обрубки после литья. Рабочее звено 5 механизма совершает возвратно-поступательное движение при равномерном движении входного звена 1 механизма. При повороте звена 1 на угол  $\varphi_1 = \varphi_{\text{раб}}$  звено 5 совершает рабочий ход, перемещая деталь на конвейер, преодолевая при этом силу сопротивления  $\bar{F}_c = \bar{F}_1$ . Для обеспечения равномерности движения при рабочем ходе необходимо обеспечить соответствие значений координаты  $x_E$  точки рабочего звена значениям угловой координаты  $\varphi_1$  входного звена для трех положений.

После перемещения детали рабочее звено возвращается в исходное положение, преодолевая при этом силу сопротивления  $\bar{F}_c = \bar{F}_2$ . Этому движению соответствует поворот входного звена на угол  $\varphi_1 = \varphi_{\text{хол}}$ . При совершении холостого хода через кулачковый механизм включается система подачи готовых деталей из бункера (механизм управления бункером на схеме не показан), поэтому угол ближнего выстоя  $\varphi_6$  кулачкового механизма соответствует  $\varphi_{1\text{раб}}$ , а  $\varphi_{1\text{хол}} = \varphi_y + \varphi_d + \varphi_b$ .

*Требуется:*

1. Определить необходимые линейные размеры звеньев манипулятора механизма.
2. Определить передаточное отношение зубчатого механизма, числа зубьев и геометрические размеры зубчатых колес для заданных значений модулей зацепления (при отсутствии исходных данных значения модулей задаются преподавателем).
3. Определить геометрические размеры и профиль кулачка, принимая закон движения толкателя по согласованию с преподавателем.
4. Определить законы движения всех звеньев манипулятора.
5. Определить законы изменения усилий в кинематических парах манипулятора.
6. Определить размеры и место установки маховика (варианты показаны на схеме), обеспечивающие движение входного звена с коэффициентом неравномерности хода  $\delta = 0,02$ . Механическую характеристику двигателя выбирают по каталогу асинхронных двигателей, согласовав ее параметры с преподавателем.

Исходные данные к заданию должны содержать достаточную информацию для проведения указанных расчетов. Для удобства варьирования данными целесообразно некоторые параметры менять по заданию преподавателя. Это дает возможность индивидуализировать задания, внедрять в него элементы исследования. В зависимости от будущей специальности студента задания могут содержать более расширенные разделы синтеза или анализа механизмов,

поэтому приведенное задание следует рассматривать только как пример.

Начинается курсовой проект с составления алгоритма проводимого расчета и программы его реализации на ЭВМ. Для отладки программы в случае необходимости выполняют расчет одного-двух вариантов с помощью калькулятора или графических методов. После реализации программы результаты сравниваются с примером расчета и в случае их совпадения оформляют в соответствии с требованиями для графической и текстовой документации.

### 9.3. Единицы физических величин и их применение в курсовом проектировании

При проведении инженерных расчетов необходимо применять наименования и обозначения расчетных единиц в соответствии с ГОСТ 8.417—81 «ГСИ. Единицы физических величин». Для механических измерений в нем предусмотрены три системные величины: длина, масса, время. Для этих величин приняты основные единицы стандарта (единицы СИ): единица длины — метр (м), единица массы — килограмм (кг), единица времени — секунда (с). Дополнительной единицей является единица плоского угла — радиан (рад).

Основные и дополнительные единицы используют для образования производных единиц. В табл. 32 приведены основные и дополнительные единицы, применяемые при проведении механических расчетов, в том числе и при курсовом проектировании по теории механизмов. Единицы, в целое число раз большие основных или дополнительных, называют кратными, меньшие — дольными. Наиболее часто применяют кратные и дольные единицы:  $10^3$  — кило (к),  $10^6$  — мега (М),  $10^{-3}$  — милли (м),  $10^{-6}$  — микро (мк). Например: кН, мм, мкм.

Таблица 32. Величины и единицы, используемые в механике

Величина		Единица	
Наименование	Обозначение	Наименование	Обозначение
Длина	$l, r, R$	метр	м
Масса	$m$	килограмм	кг
Время	$T, t$	секунда	с
Угол плоский	$\alpha, \beta, \gamma, \varphi, \theta$	радиан	рад
Перемещение точки	$s$	метр	м
Скорость линейная	$v$	метр в секунду	м/с
Скорость угловая	$\omega$	радиан в секунду	рад/с
Ускорение линейное	$a$	метр на секунду в квадрате	м/с <sup>2</sup>
Ускорение угловое	$\varepsilon$	радиан на секунду в квадрате	рад/с <sup>2</sup>
Частота вращения	$n$	секунда в минус первой степени	с <sup>-1</sup>
Угловая частота	$\omega$	То же	с <sup>-1</sup>

Величина		Единицы	
Наименование	Обозначение	Наименование	Обозначение
Плотность	$\rho$	килограмм на кубический метр	кг/м <sup>3</sup>
Линейная плотность	$\rho_l$	килограмм на метр	кг/м
Момент инерции	$J$	килограмм-метр в квадрате	кг · м <sup>2</sup>
Сила	$F, P, Q$	ньютон	Н (кг · м/с <sup>2</sup> )
Момент силы	$M$	ньютон-метр	Н · м
Вращающий момент	$T$	ньютон-метр	Н · м
Работа	$A$	джоуль	Дж (Н · м)
Энергия	$E$	»	»
Мощность	$N, R$	ватт	Вт (Дж/с)

При курсовом проектировании необходимо выполнять графические построения. *Отношение значения величины в стандартных единицах к длине отрезка в миллиметрах при графическом изображении называют масштабом.*

Для обозначения масштаба обычно используют греческую букву  $\mu$  с соответствующим буквенным индексом. Например,  $\mu_l$ ,  $\mu_v$ ,  $\mu_F$  и т. п. Масштаб имеет размер. Для указанных величин получим:

$$[\mu_l] = \frac{\text{значение длины в метрах}}{\text{длина отрезка в мм}} = \text{м/мм};$$

$$[\mu_v] = \frac{\text{значение скорости в м/с}}{\text{длина отрезка в мм}} = \text{м} \cdot \text{с}^{-1}/\text{мм};$$

$$[\mu_F] = \frac{\text{значение силы в Н}}{\text{длина отрезка в мм}} = \text{Н/мм}.$$

Для графического изображения величины в масштабе надо ее значение разделить на масштаб, в результате чего получается длина соответствующего отрезка в миллиметрах. Для оценки получаемого значения величины при графическом ее изображении отрезком необходимо длину отрезка в миллиметрах умножить на масштаб. Для упрощения вычислений и оценок целесообразно применять масштабы, кратные целым числам. Например, с масштабами  $\mu_F = 10 \text{ Н/мм}$ ,  $\mu_v = 0,1 \text{ м} \cdot \text{с/мм}$ ,  $\mu_a = 5 \cdot \text{с}^{-2}/\text{мм}$  удобнее работать, чем с масштабами  $\mu_F = 13,7 \text{ Н/мм}$ ,  $\mu_v = 0,108 \text{ мс}^{-1}/\text{мм}$ ,  $\mu_a = 5,87 \text{ мс}^{-2}/\text{мм}$ .

#### 9.4. Оформление курсового проекта

Весь объем проделанной во время проектирования работы должен быть освещен в пояснительной записке к курсовому проекту. **Пояснительная записка** выполняется на стандартных листах белой бумаги формата 210 × 297 мм (формат А4 по ГОСТ 2.301—68). В соответствии с правилами оформления текстовой документации

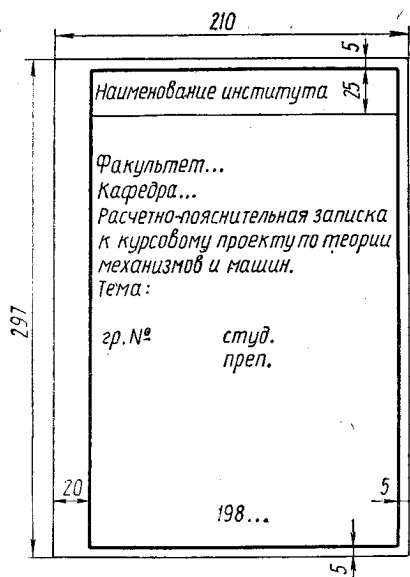


Рис. 76. Титульный лист пояснительной записки к курсовому проекту

(ГОСТ 2.106—68) расстояние от границ листа до границ текста составляет: слева — 30—35 мм, справа — не менее 10 мм, сверху и снизу — 15—20 мм. В некоторых случаях выполняется рамка со штампом для текстовой документации.

Записка должна быть с титульным листом, установленной формы высшего учебного заведения. Один из примеров оформления титульного листа приведен на рис. 76. Записка включает оглавление (содержание), соответствующее ее структуре. Заголовки разделов имеют порядковую нумерацию арабскими

цифрами. Подразделы имеют двузначную нумерацию — 2.5, 7.1 и т. п. Цифра до точки соответствует номеру раздела, после точки — номеру подраздела.

Расчетные формулы, операторные функции, уравнения и другие соотношения записываются для общего случая с последующей расшифровкой параметров и указанием единиц, в которых они измеряются. Результаты расчетов по зависимостям сводят в таблицы, имеющие соответствующие заголовки. Кроме расчетов в записке приводят комментарии к ним, которые должны быть краткими и отражать особенности алгоритма или расчета. В конце пояснительной записки приводят перечень использованной литературы. Все страницы записки имеют сквозную нумерацию. Листы записки брошюруют в обложку или папку-ск рощиватель.

Расчеты в теории механизмов всегда сопровождают графиками и диаграммами. Их выполняют либо на листах формата А1, группируя по видам расчета, либо на листах формата А4 или А3, вводя в пояснительную записку. Графики можно выполнять на миллиметровой или белой чертежной бумаге с соблюдением правил черчения. При вычерчивании выбирают масштабы построения, которые приводят на диаграммах.

## 9.5. Применение системы автоматизированных расчетов при курсовом проектировании

Система автоматизированных расчетов при курсовом проектировании по теории механизмов и машин (САРКП ТММ) представляет собой комплекс программ реализации вычислительных и базовых алгоритмов и служебных программ, позволяющих работать с ними.

Программы реализации алгоритмов сводятся в библиотеку загрузочных модулей ЕС ЭВМ, на которой работают студенты. Библиотека записывается на магнитную ленту или магнитный диск. Для этого каждая подпрограмма, приведенная в пособии, должна быть отперфорирована и отредактирована ЭВМ. В табл. 33 приведен перечень программ САРКП ТММ, образующих библиотеку.

Таблица 33. Библиотека САРКП ТММ-программ автоматизированных расчетов в курсовом проектировании по теории механизмов и машин

№ п/п	Идентификатор программы	Тип	Обозначение	Область применения	
1	DINTGR	S	II.1	Численное интегрирование массивов данных для получения числовых значений первообразной функции	
2	DFRNCL	S	II.2	Численное дифференцирование массивов данных для получения числовых значений производной функции	
3	DUGL1	F	II.3	Определение направляющих углов направленных отрезков (векторов) в зависимости от различных признаков, определяющих их свойства	
4	DUGL2	F	II.4		
5	DUGL3	F	II.5		
6	DUGL4	F	II.6		
7	DUGL5	F	II.7		
8	DUGOL	F	II.12		
9	DVKT	S	II.10		Определение модуля и направляющего угла направленного отрезка по координатам его начальной и конечной точек
10	DSMVKT	S	II.9	Определение модуля и направляющего угла вектора геометрической суммы двух векторов	
11	DOMEGA	F	II.8	Определение угловой скорости или углового ускорения по параметрам радиуса вектора точки и ее кинематической характеристики	
12	DMOMNT	F	II.11	Определение момента силы относительно точки по правилам векторного произведения	
13	DSNTZR	S	III.1	Синтез геометрических размеров звеньев простейших рычажных механизмов по некоторым параметрам эксплуатационных характеристик	
14	DSNTZ1	S	III.2		
15	DSNTZ2	S	III.3		
16	DSNTZ3	S	III.4		
17	DSNTZK	S	III.6		
18	DPRM1	S	IV.1		Определение линейных и угловых координат звеньев структурных групп второго класса 1—4 видов
19	DPRM2	S	IV.2		
20	DPRM3	S	IV.3		
21	DPRM4	S	IV.4		
22	DSKOR1	S	IV.5	Определение линейных и угловых скоростей звеньев и характерных точек структурных групп второго класса 1—5 видов	
23	DSKOR2	S	IV.6		
24	DSKOR3	S	IV.7		
25	DSKOR4	S	IV.8		
26	DSKOR5	S	IV.9		
27	DUSKR1	S	IV.10		Определение линейных и угловых ускорений звеньев и характерных точек структурных групп второго класса 1—5 видов
28	DUSKR2	S	IV.11		
29	DUSKR3	S	IV.12		
30	DUSKR4	S	IV.13		
31	DUSKR5	S	IV.14		
32	DKNMA1	S	IV.16	Определение координат, скоростей и ускорений звеньев и характерных точек структурных групп второго класса 1—5 видов	
33	DKNMA2	S	IV.17		
34	DKNMA3	S	IV.18		

№ п/п	Идентификатор программы	Тип	Обозначение	Область применения
35	DKNMA4	S	IV.19	
36	DKNMA5	S	IV.20	
37	DKLCHK	S	V.1	Определение основных размеров кулачкового механизма по законам изменения перемещений, скоростей и перемещений толкателя
38	DPRFLD	S	V.2	Определение координат профиля кулачка механизма с поступательно движущимся толкателем. Координаты определяются в декартовой и полярной координатной системах
39	DPRFPL	S	V.3	Определение координат профиля кулачка механизма с поступательно движущимся плоским толкателем
40	DPRFLK	S	V.4	Определение координат профиля кулачка механизма с качающимся толкателем
41	DZBPL	S	VI.1	Определение чисел зубьев колес планетарных многосателлитных механизмов по условиям соосности, сборки и соседства
42	DKRKT	S	VI.3	Определение значений коэффициентов смещения зубчатых колес и угла зацепления
43	DUGINV	F	VI.4	Определение угла зацепления по значению его инволюты
44	DGMTZK	S	VI.5	Определение геометрических размеров зубчатого колеса
45	DGMZPC	S	VI.6	Геометрический расчет наружного эвольвентного зацепления
46	DGMZVN	S	VI.7	Геометрический расчет внутреннего эвольвентного зацепления
47	DCHRCV	S	VI.8	Геометрический расчет червячной передачи с цилиндрическим червяком
48	DNMAF1	S	VII.2	Определение реакций в кинематических парах структурных групп второго класса методом проекций
49	DNMAF2	S	VII.1	
50	DNMAF3	S	VII.4	
51	DNMAF4	S	VII.3	
52	DNMAF5	S	VII.5	
53	DNMA1	S	VII.6	Определение реакций в кинематических парах структурных групп второго класса векторным методом
54	DNMA2	S	VII.7	
55	DNMA3	S	VII.8	
56	DNMA4	S	VII.9	
57	DNMA5	S	VII.10	
58	DZKNDV	S	VIII.1	Решение уравнения движения машины в интегральной форме численным методом
59	DMHVK	S	VIII.2	Определение момента инерции маховика по экстремальным значениям функции изменения кинетической энергии звеньев механизма

Каждая подпрограмма имеет идентификатор, список формальных параметров в обращении или в области COMMON. Идентификаторы подпрограмм выбраны таким образом, чтобы они соответствовали наименованию параметров. Идентификаторы переменных, обозначающих формальные параметры, подбирались по возможности в соответствии с рекомендациями, приведенными в первой главе.

Следует иметь в виду, что программы ориентированы на ФОРТРАН для вычислительных машин ЕС. При реализации их на версиях ФОРТРАНа для ЭВМ других типов, например на ЭВМ ДЗ-28, ДВК-2 и других, такого соответствия добиться нельзя. Поэтому программы надо переработать по приведенным в пособии алгоритмам.

При переработке программ на алгоритмический язык БЭЙСИК надо иметь в виду, что в этом языке отсутствуют метки операторов, а нумеруются строки, что налагает дополнительные требования к структуре условных и безусловных переходов в подпрограммах.

Обращение к подпрограммам осуществляется операторами главной программы реализации алгоритма расчета механизма. Операторные функции вычислительных и базовых алгоритмов построены таким образом, чтобы избежать структуры проекта, при которой студент только вводит в ЭВМ исходные данные и получает результаты, не понимая при этом сущности расчета. Для составления алгоритма необходимы знания основных положений механики машин, способов расчета и особенностей механизмов. Поэтому главная программа должна быть не просто перечнем операторов обращения к библиотеке, но и должна содержать операторы реализации промежуточных расчетных зависимостей логических соотношений, операторов вывода информации и т. п.

Библиотека САРКП ТММ, приведенная в данном учебном пособии, содержит только необходимый минимум стандартных подпрограмм для курсового проектирования. Для увязывания курсового проекта с профилирующими дисциплинами библиотеку следует дополнить программами расчета механизмов и узлов, типичных для конструкций машин, с которыми будет сталкиваться студент в дальнейшем. Эти программы следует составлять на базе стандартных программ САРКП ТММ.

Проектирование с использованием САРКП ТММ может проводиться как в диалоговом, так и в пакетном режимах. И тот и другой режим, с методической точки зрения, имеют как достоинства, так и недостатки. При работе в *диалоговом режиме* (операционные системы коллективного доступа PRIMUS, FOCUS, SVM) студент непосредственно общается с машиной, лучше осваивает ее, но затрачивает много времени на ввод главной программы и ее отладку. При *пакетном режиме* контакт с машиной осуществляется опытным оператором и времени на ввод главной программы затрачивается меньше, однако при освоении программирования не приобретаются навыки работы с ЭВМ в режиме диалога. При наличии развитой сети мониторинговых пунктов и дисплеев лучшие результаты достигаются сочетанием обоих методов.

## **9.6. Рекомендации по проведению расчетов геометрического синтеза механизмов**

При выполнении курсового проекта по теории механизмов и машин требуется определить геометрические размеры звеньев механизма манипулятора, осуществляющего основные технологические



операции в связи с назначением машины, и размеры звеньев передаточных механизмов, обычно кулачкового и зубчатого. Линейные и угловые размеры звеньев этих механизмов взаимно увязаны.

Производительность, материалоемкость и габаритные размеры машинного агрегата зависят прежде всего от размеров звеньев манипулятора. Поэтому их геометрические размеры определяют в первую очередь. После определения размеров звеньев манипулятора могут быть сформированы исходные данные для синтеза передаточных механизмов. Ниже приводится рекомендуемый порядок работы над этой частью курсового проекта.

**Определение размеров звеньев манипулятора.** 1. По заданной кинематической схеме устанавливается класс кинематических пар, определяется степень подвижности механизма, устанавливается число избыточных связей и подвижностей. В схеме следует выполнить необходимые преобразования по избавлению от избыточных связей, т. е. заменить кинематические пары на пары других классов, удалить пассивные связи и т. п.

2. Выполняется структурный анализ механизма с целью выделения структурных групп и установления их класса и вида.

3. Используя исходные данные, определяют недостающие размеры звеньев. Для этого применяют операторные функции и соответствующие им подпрограммы (табл. 33) при синтезе групп первого, второго и третьего видов (см. гл. 3). Для групп четвертого вида специальные подпрограммы не используют из-за простоты вычислений. В случае отсутствия в исходных данных к проекту необходимых сведений для синтеза (коэффициентов производительности, допустимых значений углов давлений, функций положения и т. п.) их определяют с помощью преподавателя по справочной литературе.

В зависимости от типа механизма синтез проводят последовательно для структурных групп, начиная с группы, включающей рабочее звено, либо с группы, звенья которой соединяются с входным звеном.

4. После определения размеров звеньев схему механизма вычерчивают в масштабе и определяют линейные и угловые координаты звеньев для характерных положений входного звена. В случае необходимости оцениваются ошибки положения или перемещения звеньев.

**Синтез зубчатых механизмов и зацеплений.** 1. По заданным значениям угловых скоростей устанавливают передаточное отношение зубчатого механизма. Если заданная схема механизма этого требует, то выполняется разбивка передаточного отношения по ступеням.

2. При наличии в механизме планетарной ступени выполняют синтез чисел зубьев ее колес с помощью подпрограммы DZBPL (см. гл. 6). Для получения оптимального решения задачи целесообразно рассчитать, варьируя количество блоков сателлитов, несколько вариантов и выбрать тот, который обеспечивает меньшие габариты.

3. Для получения чисел зубьев колес определяют коэффициенты смещения, обеспечивающие получение эксплуатационных характеристик зацепления, согласованных с руководителем проекта. Расчет коэффициентов выполняется с помощью подпрограммы DKRKT (см. гл. 6).

4. Геометрические размеры зубчатых колес определяют с помощью соответствующих подпрограмм. По этим данным вычерчивают схемы зацепления колес. Параметры зацепления приводятся в таблице. На рис. 77 проведен примерный порядок размещения на листе результатов расчета зубчатого механизма.

**Синтез кулачковых механизмов.** 1. По результатам геометрического синтеза механизма манипулятора или в соответствии с исходными данными устанавливают фазовые углы кулачкового механизма.

2. На основании исходных данных выбирают законы изменения ускорений толкателя для разных фаз вращения кулачка. Законы изменения скоростей и перемещений толкателя определяют интегрированием законов изменения ускорений. Если последние определены функционально, интегрирование выполняют аналитически, если численно — с помощью подпрограммы DINTGR (см. гл. 5).

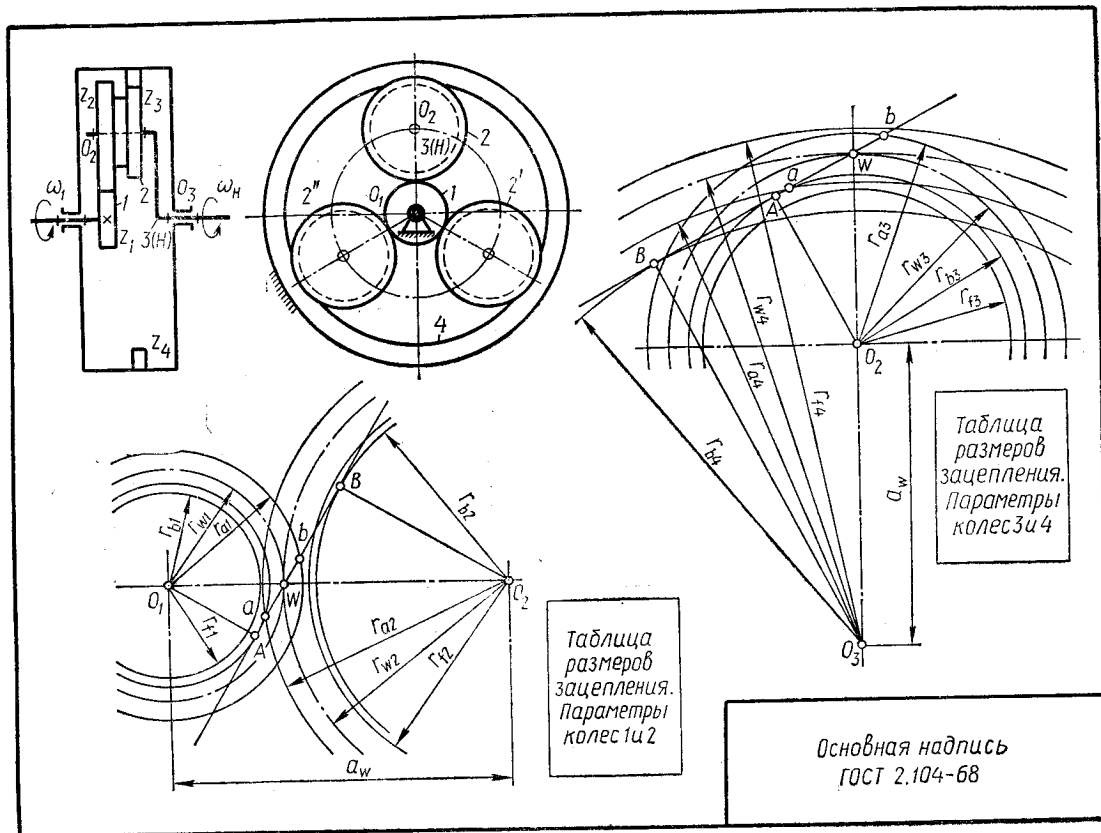


Рис. 77. Размещение на листе результатов расчета зубчатого механизма

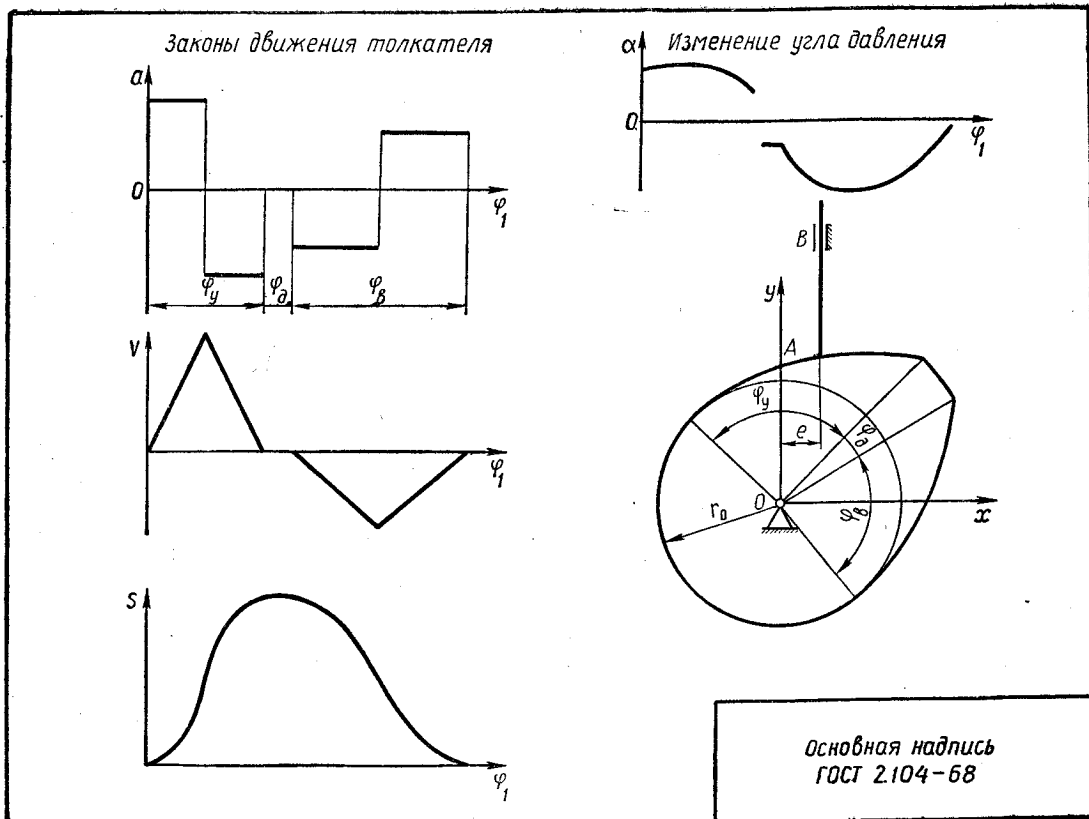


Рис. 78. Размещение на листе результатов расчета кулачкового механизма

3. По полученным результатам вычерчивают графики изменения ускорений, скоростей и перемещений при движении толкателя.

4. По полученным законам движения толкателя и допустимому значению угла давления определяют основные размеры кулачкового механизма: минимальный радиус кулачка и эксцентриситет для поступательно движущегося остроконечного толкателя; минимальный радиус кулачка для случая поступательно движущегося плоского толкателя; минимальный радиус кулачка и межцентровое расстояние для механизма с качающимся толкателем. Для определения основных размеров используется подпрограмма DKLCHK.

5. По основным размерам механизма с учетом законов движения толкателя определяют координаты профиля кулачка с помощью одной из подпрограмм DPRFLP, DPRFPL, DPRFLK (см. табл. 33), соответствующей типу механизма.

6. Вычерчивают в масштабе кулачок и основные размеры механизма. Если механизм имеет ролик, то строят действительный профиль кулачка.

7. Строят графики законов изменения углов давления и радиусов кривизны кулачка (по согласованию с преподавателем).

На рис. 78 приведен примерный порядок размещения на листе результатов расчета кулачкового механизма.

### **9.7. Рекомендации по проведению расчетов при кинематическом анализе рычажного механизма**

1. На основании результатов структурного анализа схемы и геометрического синтеза механизма определяют необходимые для расчетов операторные функции вычислительных алгоритмов и алгоритмов структурных групп. Если промежуточные результаты расчетов не используются в алгоритме, то целесообразно применять операторные функции типа KNMA<sub>□</sub> и соответствующие им подпрограммы. В других случаях более целесообразно применить функции PRM<sub>□</sub>, SKOR<sub>□</sub>, USKR<sub>□</sub> и подпрограмм их реализации (см. табл. 33).

2. Выбирают начало координатной системы и направления осей координат.

3. Считая известным закон движения входного звена, составляют алгоритм кинематического расчета.

4. Для одного или двух положений входного звена выполняют кинематический расчет механизма в соответствии с алгоритмом. При этом реализацию сложных операторных функций заменяют графическими или графоаналитическими решениями соответствующих векторных уравнений. Результаты расчетов сводят в таблицу.

5. Составляют программу реализации алгоритма на ФОРТРАНе. При этом следует помнить, что операторная функция и соответствующая ей программа — совершенно разные по смыслу и назначению понятия, поэтому обращения к подпрограммам САРКП-ТММ необходимо осуществлять по правилам ФОРТРАНа. Следует также постоянно иметь в виду, что формальные параметры подпрограмм не определены, а соответствующие им фактические параметры должны быть описаны в программе до их применения. Соблюдение этих двух правил позволит избежать наиболее часто встречающихся ошибок при составлении программ.

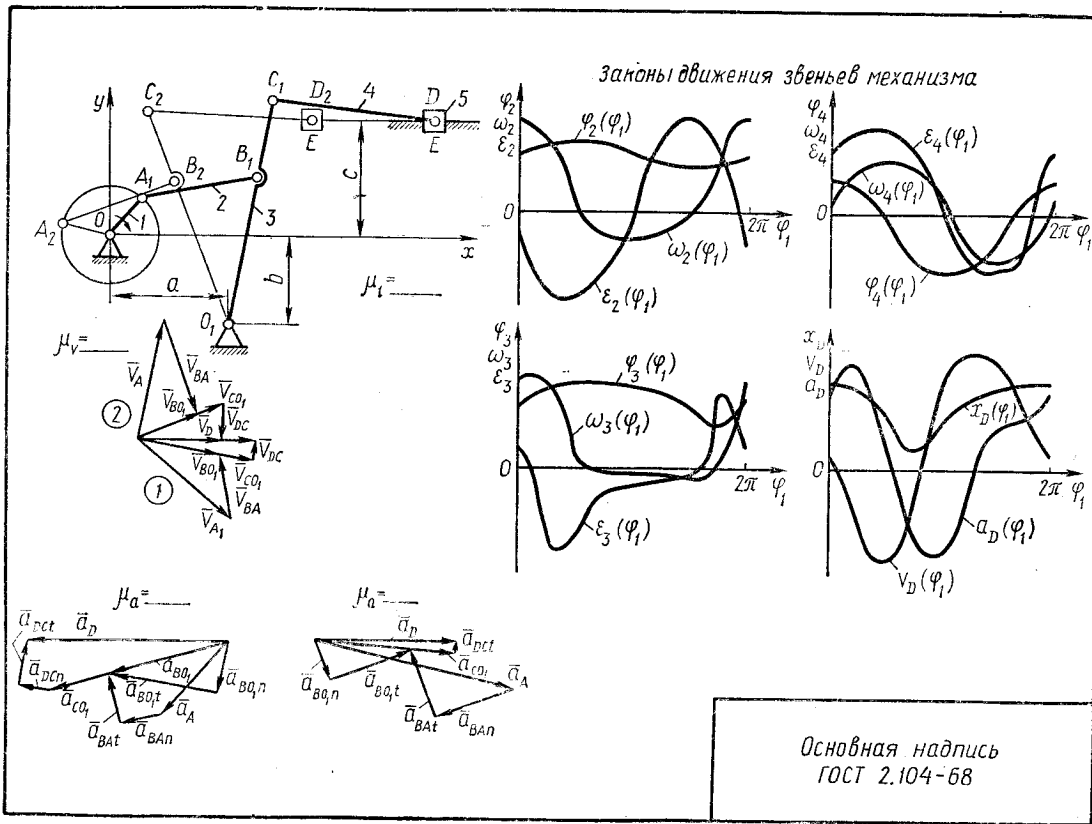


Рис. 79. Размещение на листе результатов кинематического расчета механизма

6. Программу вводят в ЭВМ, транслируют, исправляют ошибки в алгоритме, которые могут проявиться при счете, и выполняют расчет.

7. Результаты расчета сравниваются с результатами ручной проверки алгоритма для характерных положений входного звена механизма.

8. По результатам расчета строят диаграммы изменения кинематических параметров звеньев — перемещений, скоростей, ускорений — в функции от обобщенной координаты входного звена. На рис. 79 приведен примерный порядок размещения на листе результатов кинематического расчета.

9. По заданию преподавателя на основании результатов кинематического расчета может быть более глубоко проанализирована кинематика движения некоторых звеньев и характерных точек: установлены траектория и закон движения по ней, возможность «рывков» звеньев, оценка динамических нагрузок и т. п.

### **9.8. Рекомендации по проведению силовых расчетов рычажных механизмов**

Силовой расчет зубчатых и кулачковых механизмов проводится по простым зависимостям и не требует применения библиотеки САРКП-ТММ. При силовом расчете рычажных механизмов удобнее применять операторные функции  $DNMA_{\square}$  или  $DNMAF_{\square}$  и соответствующие им подпрограммы. Рекомендуется следующий порядок работы.

1. На основании результатов кинематического расчета устанавливают характер действия на звенья механизма систем внешних сил, куда входят силы и пары сил производственных сопротивлений, силы тяжести, силы инерции и т. п.

2. Составление алгоритма силового расчета начинают со структурных групп, имеющих звенья, на которые действуют силы производственных сопротивлений. Перед обращением к операторным функциям силового расчета структурных групп необходимо с помощью операторных функций  $SMVKT$  и  $MOMNT$  привести системы сил звеньев к одной силе и одной паре сил. За точки приведения рекомендуется принимать центры масс звеньев. Следует иметь в виду, что при использовании операторных функций  $DNMA_{\square}$  в выходных параметрах принимается направление реакций на звенья рассчитываемой группы от звеньев кинематической цепи, в операторных функциях  $DNMAF_{\square}$  — наоборот.

3. Для положений входного звена, для которых при проведении кинематического расчета выполнялся расчет без ЭВМ, проводят силовой расчет, используя аналитические либо графоаналитические методы. Результаты сводят в таблицу.

4. Составляют программу реализации алгоритма силового расчета на ФОРТРАНе как дополнение к программе кинематического расчета, используя те же обозначения переменных и массивов и структуры циклов.



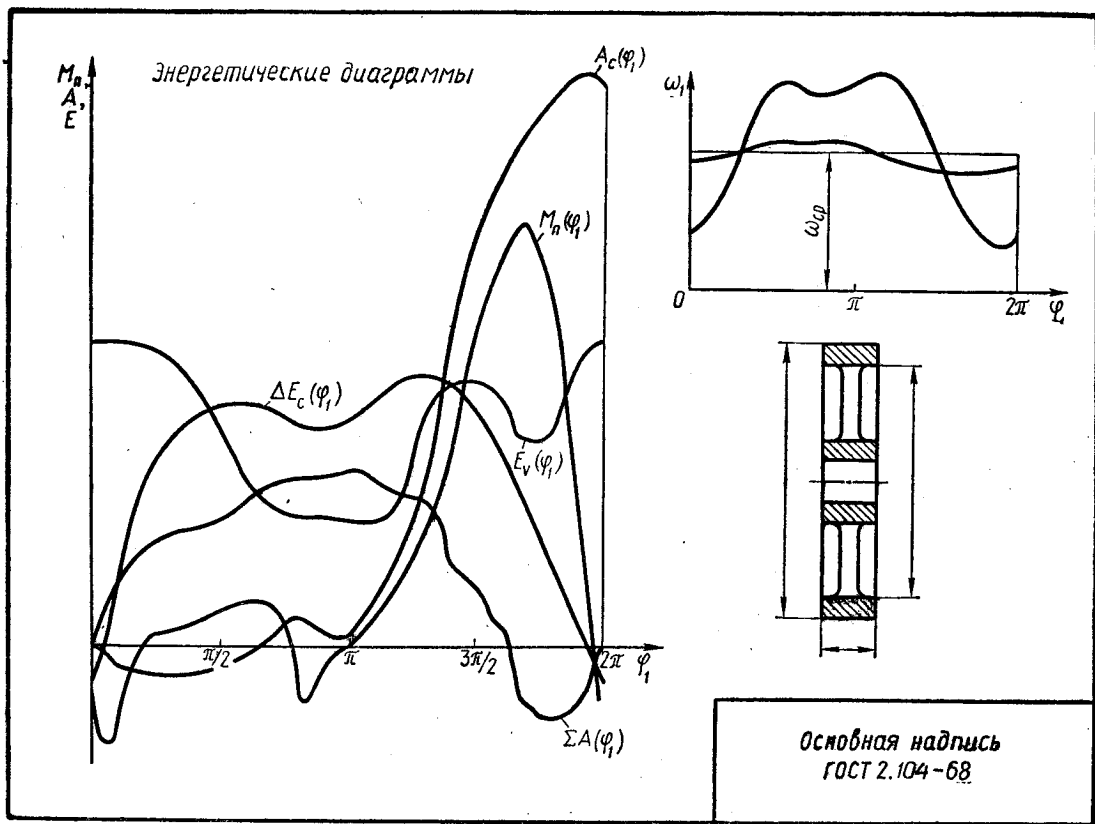


Рис. 81. Размещение на листе результатов динамического расчета механизма



5. Вводят программу в ЭВМ, транслируют, исправляют ошибки синтаксиса ФОРТРАНа и ошибки в алгоритме, которые могут проявиться при расчете, и выполняют расчет.

6. Результаты расчета реакций в кинематических парах сравнивают с результатами расчета без ЭВМ. При совпадении результатов строят диаграммы изменения реакций. Для вращательных кинематических пар целесообразно строить диаграммы в полярных координатах — *годографы реакций*. Для поступательных кинематических пар целесообразно строить график изменения реакции от обобщенной координаты входного звена. На рис. 80 приведен примерный порядок размещения на листе результатов расчета.

### **9.9. Рекомендации по проведению динамического расчета механизма**

1. На основании данных кинематического расчета механизма определяют скорости точек приведения масс, закон изменения приведенного момента инерции. За звено приведения целесообразно принять входное звено механизма.

2. На основании результатов силового расчета без учета сил инерции звеньев определяют изменение момента сил, действующих на входное звено механизма.

3. Выбирают способ решения уравнения движения механизма в зависимости от необходимости учета характеристики двигателя.

4. Составляют программу реализации алгоритма решения уравнения движения механизма, используя зависимости, приведенные в восьмой главе. Если входные данные соответствуют условиям подпрограммы DZKNDV, то ее можно использовать вызывая из библиотеки, по указанным в пособии правилам.

5. Принимают место установки маховика в приводе механизма и с помощью подпрограммы DMHVK определяют его момент инерции.

6. Вычерчивают диаграммы изменения энергетических характеристик и чертеж маховика.

7. Вычерчивают графики изменения закона движения звена приведения до и после установки маховика.

Пример оформления результатов динамического расчета приведен на рис. 81.

## **Глава 10. ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ САРКП-ТММ**

### **10.1. Анализ исходных данных к проектированию**

Для иллюстрации использования операторных ункции алгоритмов и реализующих их программ, входящих в САРКП-ТММ, рассмотрим пример выполнения курсового проекта. Выполним геометрический, кинематический, силовой и динамический расчеты ме-

ханизма, для которого кинематическая схема и исходные данные к проектированию приведены на рис. 7. В § 9.2 приведено описание работы механизма питателя конвейера, включающего шарнирно-рычажный механизм манипулятора, зубчатый передаточный механизм редуктора «Р» и кулачковый механизм управления бункером питателя.

Исходные данные к расчету шарнирно-рычажного механизма включают постоянные геометрические параметры  $h_b$ ,  $\delta$ , соотношения геометрических размеров звеньев, ход  $H_E$  рабочего звена  $B$  и значения его функции положения  $x_E$ . Необходимо определить геометрические размеры звеньев манипулятора, после чего становится возможным выполнение кинематического расчета: определение линейных и угловых перемещений, скоростей и ускорений звеньев и характерных их точек.

По данным кинематического расчета можно определить усилия в кинематических парах и выполнить динамический расчет механизма; решить уравнение движения механизма; рассчитать момент инерции маховика; определить истинный закон движения звена приведения (входного звена  $I$ ) без установки маховика и с разными вариантами его установки. Динамический расчет может предшествовать кинематическому, что позволит последний выполнять из предположения известного момента инерции маховика и места его установки и истинного закона движения входного звена.

Данные к расчету зубчатого редуктора включают угловые скорости входного и выходного валов, модули зацепления и рекомендуемые схемы редукторов. Прежде чем определить геометрические размеры зубчатых колес, необходимо определить числа их зубьев и количество сателлитов. Так как эта задача многовариантна, то целесообразно при этом исходить из какого-либо критерия оптимальности (например, из минимального диаметрального габаритного размера редуктора).

Расчет кулачкового механизма может быть выполнен только после геометрического синтеза механизма манипулятора, так как рабочий угол поворота кулачка соответствует углу холостого хода входного звена  $I$  манипулятора.

В примере все линейные размеры звеньев манипулятора и координаты определяются в метрах, угловые координаты — в радианах, размеры зубчатых колес — в миллиметрах.

## **10.2. Определение геометрических размеров звеньев механизма манипулятора**

Механизм манипулятора включает входное звено  $I$  и звенья  $2$ ,  $3$ ,  $4$ ,  $5$ . Звенья  $2$  и  $3$  образуют структурную группу второго класса первого вида с внутренней кинематической парой  $B$  и внешними кинематическими парами  $A$  и  $C$ . Звенья  $4$  и  $5$  образуют структурную группу второго класса второго вида с внутренней кинематической парой  $E$  и внешними кинематическими парами  $D$  и  $G$ .

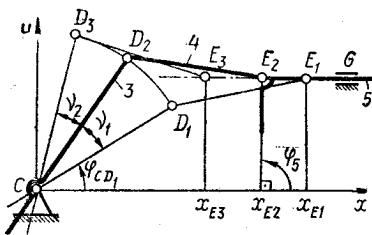


Рис. 82. Кривошипно-ползунный механизм манипулятора

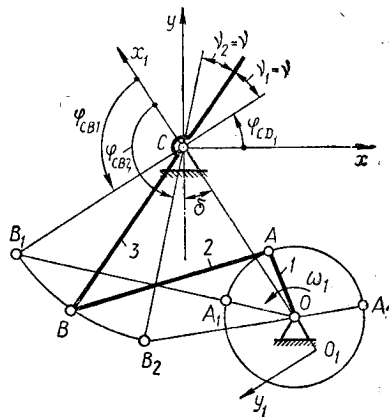


Рис. 83. Шарнирный четырехзвенный механизм манипулятора

Так как заданы значения  $x_E$  функции положения звена 5, то определение размеров звеньев начнем со структурной группы 4—5, звенья которой со звеном 3 образуют кривошипно-ползунный механизм (рис. 82).

Применим для синтеза операторную функцию SNTZR (см. гл. 3), реализующую алгоритм синтеза кривошипно-ползунного механизма по трем положениям ползуна. При изменении угловой координаты  $\varphi_{CD}$  относительно исходного значения  $\varphi_{CD1}$  на  $\nu = \nu_1 = \nu_2 = 20^\circ = 0,349$  рад абсцисса точки  $E$  звена 5  $x_E = x_b$  будет принимать значения: 0,82; 0,62; 0,42. Принимая значения угла  $\varphi_5 = 90^\circ = 1,57$  рад, запишем обращение к операторной функции:

$$1. \text{SNTZR}(x_b(0,82, 0,62, 0,42), h_b, \varphi_{CD}(0, 0,349, 0,698), \varphi_5(1,57, 1,57, 1,57); l_{CD}, l_{DE}, \varphi_{CD1}),$$

где  $l_{CD}, l_{DE}$  — обозначения размеров звеньев;  $\varphi_{CD1}$  — исходное значение угловой координаты звена  $\varphi_{CD1}$ ; соответствующее  $x_b = 0,82$  м.

После вычисления  $\varphi_{CD1}$  определим крайние положения звена 3, которые оно занимает при совершении кривошипом 1 полного оборота (рис. 83). В системе координат  $x_1O_1y_1$  угловые координаты для этих положений равны:

$$2. \varphi_{CB1} = \varphi_{CD1} + \pi - (\pi/2 + \delta);$$

$$3. \varphi_{CB2} = \varphi_{CD1} + 2\nu.$$

Кроме двух положений звена 3 известен коэффициент  $K_{\omega 3}$  изменения его средней скорости, что отвечает условиям синтеза с использованием операторной функции SNTZ1.

Принимая по правилам обращения к SNTZ1 (гл. 3) расстояние  $l_0 = O_1C = 0,7$  м, вариант сборки при  $q = -1$ , соответствующий расположению точки  $O$  между  $O_1$  и  $C$ , запишем обращение в виде

$$4. \text{SNTZ1}(k_{\omega 3}, \varphi_{CB1}, \varphi_{CB2}, l_{CB}, l_0, q; l_{OA}, l_{AB}, l_{OC}).$$

Здесь  $l_{0A}$ ,  $l_{AB}$ ,  $l_{0C}$  — обозначения длин соответствующих звеньев. Реализация на ЭВМ пунктов 1—4 алгоритма позволит определить линейные размеры звеньев манипулятора.

Программа реализации рассмотренного алгоритма синтеза включена в общую программу X расчета механизма, где выделена соответствующим комментарием. Оператором DIMENSION отводим место в памяти ЭВМ для переменных FICD (3), FI5 (3) X5 (3), идентификаторы которых имеют аналог в обозначениях переменных алгоритма. Значения этих переменных, а также переменных H5 и DELTA, соответствующие параметрам  $h_5$  и  $\delta$ , присваиваем операторам DATA. К подпрограммам DSNTZR и DSNTZ, реализующим соответствующие операторные функции, обращаемся оператором CALL. Операторы WRITE (3.1) и WRITE (3.2) формируют выводимую на печатающее устройство информацию (рис. 84).

#### РАЗМЕРЫ ЗВЕНЬЕВ МАНИПУЛЯТОРА

RCD= 0.579    RDE= 0.701    FICD= -0.000

ROA= 0.166    RAB= 2.335    ROC= 2.090

Рис. 84. Синтез размеров звеньев манипулятора

### 10.3. Синтез зубчатого механизма и геометрический расчет зубчатых колес

Из исходных данных следует, что зубчатый механизм будет иметь передаточное отношение  $i_{з.м} = \omega_d / \omega_1 = 150/3 = 50$ .

Оно должно быть реализовано редуктором по кинематическим схемам 1 или 3 (см. гл. 6). Редукторы, выполненные по указанным схемам и имеющие такое большое передаточное отношение, будут обладать существенными недостатками. Для редукторов первой схемы рекомендуемый диапазон передаточных отношений  $i < 10$ . В противном случае редуктор будет иметь большие габаритные диаметральные размеры и повышенную материалоемкость. Для редукторов третьей схемы, имеющих водило в качестве входного звена, при  $i > 30$  уменьшается коэффициент полезного действия, что приводит к существенным энергетическим потерям при работе механизма.

Для того чтобы привод не имел указанных недостатков будем рассматривать двухступенчатые схемы редукторов (рис. 85). При исполнении редуктора по первой схеме необходимое передаточное отношение может быть получено последовательным соединением двух одинаковых механизмов ( $a$ ), имеющих передаточное отношение  $i_1 = i_{11} = \sqrt{i_{з.м}}$ . Определим числа зубьев колес редуктора для указанных вариантов компоновки, выбрав для использования в приводе механизма ту схему, в которой окажется меньше диаметральный габарит редуктора. Для этого воспользуемся операторной функцией ZBPL (см. гл. 6).

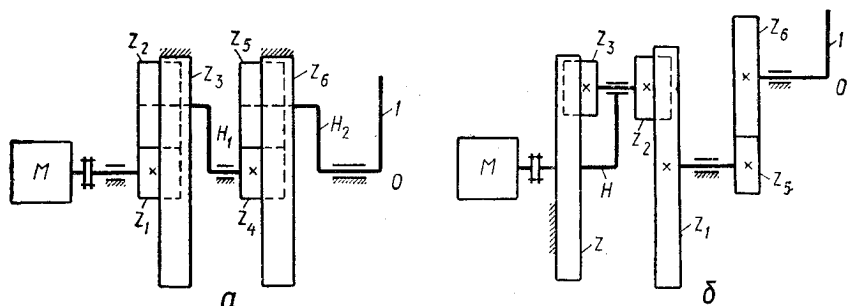


Рис. 85. Схемы редуктора, для которых определяются числа зубьев колес

В варианте компоновки (б) редуктор применяется таким образом, что в качестве входного звена используется водило  $h$ . Тогда при обращении к операторной функции следует задавать передаточное отношение  $i_{1h} = 1/i_p = 1/25$ . Примем из условия предотвращения за линивания зубьев наружного зацепления  $z_{кр.н} = 20$ , внутреннего зацепления  $z_{кр.в} = 85$ , допустимую разницу зубьев колес внутреннего зацепления  $\Delta z = 8$ , предельные числа зубьев ведущего колеса  $z_{1\min} = 30$ ,  $z_{1\max} = 200$ . Будем рассматривать варианты конструкции для разных отношений  $z_2/z_3$  и с количеством сателлитных блоков  $k_c = 1$ , так как при использовании этой схемы при  $i_{1h} < 1$  другое количество блоков не позволит собрать передачу из-за нарушения условия соседства. Тогда обращения к операторной функции будут иметь вид:

5. ZBPL (1, 1, 25, 2, 3, 30, 200, 3);
6. ZBPL (1, 1, 25, 3, 4, 30, 200, 3);
7. ZBPL (1, 1, 25, 4, 5, 30, 200, 3);
8. ZBPL (1, 1, 25, 6, 7, 30, 200, 3).

Возможны и другие варианты обращения. Их количество определяется дополнительными условиями синтеза.

В варианте компоновки (а) можно также применить схему с парой колес с передаточным числом  $u = 2$ . Тогда передаточное отношение планетарной ступени (редуктора первой схемы) будет равно  $i_{1h_1} = i_{4h_2} = 5$ . Если применять только планетарные ступени, то передаточное отношение каждой из них будет равно  $i_{1h_1} = i_{4h_2} = \sqrt{50} \approx 7,1$ . Принимая  $z_{1\min} = 13$ ,  $z_{1\max} = 35$ , запишем обращения к операторной функции ZBPL для определения чисел зубьев редуктора:

9. ZBPL (2, 5, 1, 1, 1, 13, 35, 1);
10. ZBPL (3, 5, 1, 1, 1, 13, 35, 1);
11. ZBPL (2, 71, 10, 1, 1, 13, 35, 1);
12. ZBPL (3, 71, 10, 1, 1, 13, 35, 1).

ЧИСЛА ЗУБЬЕВ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА  
ШЕМА=3  
Z1=100 Z2= 88 Z3=132 Z4=144  
КОЛИЧЕСТВО БЛОКОВ САТЕЛЛИТОВ KS= 1

ЧИСЛА ЗУБЬЕВ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА  
ШЕМА=3  
Z1=100 Z2= 84 Z3=112 Z4=126  
КОЛИЧЕСТВО БЛОКОВ САТЕЛЛИТОВ KS= 1

ЧИСЛА ЗУБЬЕВ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА  
ШЕМА=3  
Z1=100 Z2= 80 Z3=100 Z4=120  
КОЛИЧЕСТВО БЛОКОВ САТЕЛЛИТОВ KS= 1

ЧИСЛА ЗУБЬЕВ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА  
ШЕМА=3  
Z1=100 Z2= 72 Z3= 84 Z4=112  
КОЛИЧЕСТВО БЛОКОВ САТЕЛЛИТОВ KS= 1

ЧИСЛА ЗУБЬЕВ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА  
ШЕМА=1  
Z1= 22 Z2= 33 Z3= 33 Z4= 88  
КОЛИЧЕСТВО БЛОКОВ САТЕЛЛИТОВ KS= 2

ЧИСЛА ЗУБЬЕВ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА  
ШЕМА=1  
Z1= 24 Z2= 36 Z3= 36 Z4= 96  
КОЛИЧЕСТВО БЛОКОВ САТЕЛЛИТОВ KS= 3

ЧИСЛА ЗУБЬЕВ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА  
ШЕМА=1  
Z1= 20 Z2= 51 Z3= 51 Z4=122  
КОЛИЧЕСТВО БЛОКОВ САТЕЛЛИТОВ KS= 2

ЧИСЛА ЗУБЬЕВ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА  
ШЕМА=1  
Z1= 30 Z2= 76 Z3= 76 Z4=183  
КОЛИЧЕСТВО БЛОКОВ САТЕЛЛИТОВ KS= 3

Рис. 86. Синтез чисел зубьев редуктора для заданных программой вариантов схем

Реализация указанных обращений осуществляется вызовом из библиотеки САРКП-ТММ подпрограммы DZBPL оператором CALL. Эти операторы приведены в программе X с соответствующим комментарием. Результат работы подпрограммы выводится на печатающее устройство ее операторами (рис. 86). Переменные Z1, Z2, Z3, Z4 помещаются в область COMMON /ZUB/ и могут быть использованы в главной программе. Реализацию обращений целесообразно осуществлять в диалоговом режиме работы с ЭВМ, так как в этом случае затраты машинного времени ничтожны при любом количестве вариантов.

По результатам синтеза для вариантов компоновки механизмов схемы (рис. 84, б) условию минимального диаметрального габарита соответствует механизм со значениями параметров  $k_c = 1$ ,  $z_1 =$

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:  $m = 3.00$   $Z_1 = 20$ .  $Z_2 = 51$ .  $AW = 0.0$   $SDVIG = 3$

КОЭФФИЦИЕНТЫ СМЕЩЕНИЯ КОЛЕС:

$X_1 = 0.305$   $X_2 = -0.305$

УГОЛ ЗАЦЕПЛЕНИЯ  $AL_{12} = 0.3490$

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ РАЗМЕРЫ ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА

ИСХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ:

МОДУЛЬ ЗАЦЕПЛЕНИЯ  $m = 3.00$  ЧИСЛО ЗУБЬЕВ  $Z = 20$ .

УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ  $BETA = 0.0$  КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ  $X = 0.305$

ДИАМЕТР ДЕЛИТЕЛЬНОЙ ОКРУЖНОСТИ  $D = 60.00$  ТОЛЩИНА ЗУБА ПО ДЕЛИТЕЛЬНОЙ ОКРУЖНОСТИ  $S = 5.3776$

ДИАМЕТР ОСНОВНОЙ ОКРУЖНОСТИ  $D_B = 56.38$  ТОЛЩИНА ЗУБА ПО ОСНОВНОЙ ОКРУЖНОСТИ  $S_B = 5.8936$

ДИАМЕТР ОКРУЖНОСТИ ВЕРШИН  $D_A = 67.83$  ТОЛЩИНА ЗУБА ПО ОКРУЖНОСТИ ВЕРШИНЫ  $S_A = 1.7100$

ДИАМЕТР ОКРУЖНОСТИ ВПАДИН  $D_F = 54.33$

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ РАЗМЕРЫ ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА

ИСХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ:

МОДУЛЬ ЗАЦЕПЛЕНИЯ  $m = 3.00$  ЧИСЛО ЗУБЬЕВ  $Z = 51$ .

УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ  $BETA = 0.0$  КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ  $X = -0.305$

ДИАМЕТР ДЕЛИТЕЛЬНОЙ ОКРУЖНОСТИ  $D = 153.00$  ТОЛЩИНА ЗУБА ПО ДЕЛИТЕЛЬНОЙ ОКРУЖНОСТИ  $S = 4.0472$

ДИАМЕТР ОСНОВНОЙ ОКРУЖНОСТИ  $D_B = 143.77$  ТОЛЩИНА ЗУБА ПО ОСНОВНОЙ ОКРУЖНОСТИ  $S_B = 5.9459$

ДИАМЕТР ОКРУЖНОСТИ ВЕРШИН  $D_A = 157.17$  ТОЛЩИНА ЗУБА ПО ОКРУЖНОСТИ ВЕРШИНЫ  $S_A = 2.4503$

ДИАМЕТР ОКРУЖНОСТИ ВПАДИН  $D_F = 143.67$

## ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

ДЕЛИТЕЛЬНОЕ МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ—  $A = 106.5000$   
 КОЭФФИЦИЕНТ СУММАРНОГО СМЕЩЕНИЯ—  $XS = 0.0$   
 УГОЛ ЗАЦЕПЛЕНИЯ —  $ALFA = 0.3490$   
 МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ —  $-AW = 106.4972$   
 КОЭФФИЦИЕНТ ВОСПРИНИМАЕМОГО СМЕЩЕНИЯ—  $XU = -0.0009$   
 КОЭФФИЦИЕНТ УРАВНИТЕЛЬНОГО СМЕЩЕНИЯ—  $XUR = 0.0009$   
 КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ  $E = 1.6005$

### ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС С ВНУТРЕННИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ. КОЛЕСА НАРЕЗАЮТСЯ ДОЛБЯКОМ

ДЕЛИТЕЛЬНОЕ МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ—  $A = 106.5000$   
 КОЭФФИЦИЕНТ РАЗНОСТИ СМЕЩЕНИЙ—  $XD = 0.3046$   
 УГОЛ ЗАЦЕПЛЕНИЯ —  $ALFA = 0.3710$   
 МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ—  $AW = 107.3843$   
 ДЕЛИТЕЛЬНЫЕ ДИАМЕТРЫ:  
 ШЕСТЕРНИ—  $D1 = 153.0000$   
 КОЛЕСА—  $D2 = 366.0000$   
 КОЭФФИЦИЕНТ ВОСПРИНИМАЕМОГО СМЕЩЕНИЯ—  $XU = 0.2948$   
 КОЭФФИЦИЕНТ УРАВНИТЕЛЬНОГО СМЕЩЕНИЯ—  $XUR = 0.0098$   
 ДИАМЕТРЫ ВЕРШИН ЗУБЬЕВ:  
 ШЕСТЕРНИ—  $DA1 = 157.2092$   
 КОЛЕСА—  $DA2 = 361.4409$   
 ДИАМЕТРЫ ВПАДИН ЗУБЬЕВ:  
 ШЕСТЕРНИ—  $DF1 = 143.6723$   
 КОЛЕСА—  $DF2 = 373.7576$   
 ВЫСОТА ЗУБА:  
 ШЕСТЕРНИ—  $H1 = 6.7684$   
 КОЛЕСА—  $H2 = 6.1583$   
 ТОЛЩИНА ЗУБА НА ОКРУЖНОСТИ ВЕРШИН:  
 ШЕСТЕРНИ—  $SA1 = 2.4346$   
 КОЛЕСА—  $SA2 = 3.0957$   
 КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ—  $EALFA = 1.7116$

Рис. 87. Геометрический расчет зубчатых зацеплений редуктора принятой для проекта схемы

$= 100$ ,  $z_2 = 72$ ,  $z_3 = 84$ ,  $z_4 = 112$ . По этому же условию для вариантов компоновки механизмов схемы (рис. 84, а) выбираем механизм, для которого  $k_c = 2$ ,  $z_1 = 22$ ,  $z_2 = 33$ ,  $z_4 = 88$  при применении дополнительной ступени  $uk_c = 2$ ,  $z_1 = 20$ ,  $z_2 = z_3 = 51$ ,  $z_4 = 122$  без нее.

Для окончательного выбора схемы редуктора необходимы дополнительные условия. Например, для рассматриваемого примера более предпочтителен вариант компоновки привода по схеме рис. 84, а, если ставится условие минимальной стоимости изготовления редуктора. Это объясняется тем, что такие редукторы выпускаются серийно и соответствующее передаточное отношение получают последовательным их соединением и подбором зубчатых колес 1 и 2 при стандартном межосевом расстоянии  $a_{w12}$ . Однако если ограничивается осевой габаритный размер от электродвига-



теля «ЭД» до звена 1 манипулятора, то этот вариант может оказаться неприемлемым и следует отдать предпочтение варианту компоновки по схеме (рис. 84, б).

Для иллюстрации составления алгоритма геометрического расчета зубчатых колес рассматриваем в дальнейшем случай компоновки зубчатого механизма по схеме (рис. 84, а) без применения рядовой зубчатой ступени. Коэффициенты смещения для колес 1 и 2 выберем из условия обеспечения повышенной износостойкости рабочих поверхностей зубьев колес. Обращение к операторной функции KRKT для этого случая будет иметь вид

$$13. \text{KRKT}(3, 20, 51, 0, 3; x_1, x_2, \alpha_{12}).$$

Геометрические размеры колес и параметры зацепления определим обращением к соответствующим операторным функциям:

$$14. \text{GMTZK}(3, 20, 0, x_1; d_1, s_1, d_{B1}, s_{b1}, d_{a1}, s_{a1}, d_{f1});$$

$$15. \text{GMTZK}(3, 51, 0, x_2; d_2, s_2, d_{B2}, s_{B2}, d_{a2}, s_{a2}, d_{f2});$$

$$16. \text{GMZPC}(3, 20, 51, 0, x_1, x_2, 30; a_{12}, x_{\Sigma}, \alpha_{W12}, a_{W12}, \Delta y_{12}, x_y, \epsilon_{12});$$

$$17. \text{GMZVN}(3, z_2, z_3, x_2, 0, z_{02}, d_0, x_0, d_{a0}; a_{23}, x_d, \alpha_{W23}, a_{W23}, d_1, d_2, \Delta y_{23}, x_{y23}, d_{a1}, d_{a2}, d_{f1}, d_{f2}, h_1, h_2, s_{a1}, s_{a2}, \epsilon_{23}).$$

Обозначения параметров соответствуют принятым в гл. 6. Реализация указанных в § 13...17 обращений к операторным функциям реализованы в программе X операторами CALL. Этот раздел программы снабжен соответствующим комментарием. Результаты работы подпрограмм приведены на рис. 87.

#### 10.4. Определение геометрических размеров кулачкового механизма

Рабочий угол кулачка  $\varphi_{р.к}$  соответствует углу поворота входного звена манипулятора при совершении звеном 5 манипулятора холостого хода. При заданном значении коэффициента неравномерности вращения  $k_{\omega 3}$  получим (см. гл. 3):

$$18. \beta = \pi (k_{\omega 3} - 1) / (k_{\omega 3} + 1);$$

$$19. \varphi_{р.к} = \pi - \beta.$$

Фазовые углы кулачка определим в соответствии с заданием на проектирование:

$$20. \varphi_y = \varphi_B = 0,4\varphi_{р.к};$$

$$21. \varphi_d = 0,2\varphi_{р.к}.$$

В задании на проектирование дан косинусоидальный закон движения толкателя. Следовательно, закон изменения ускорений толкателя будет описываться функцией

$$a(\varphi_k) = \begin{cases} a_0 \cos(\varphi_k/k_\varphi), & 0 \leq \varphi_k < \varphi_y; \\ 0, & \varphi_y \leq \varphi_k \leq \varphi_y + \varphi_d; \\ -a_0 \cos(\varphi_k/k_\varphi), & \varphi_y + \varphi_d < \varphi_k \leq \varphi_y + \varphi_d + \varphi_B. \end{cases} \quad (10.1)$$

В этом выражении  $a_0$  — максимальное ускорение толкателя;  $\varphi_k$  — угол поворота кулачка;  $k_\varphi = \varphi_y/\pi$  — фазовый коэффициент. На рис. 88, а приведен график функции изменения ускорений. При косинусоидальном законе движения толкателя максимальное ускорение определяется в зависимости от заданного максимального перемещения  $\Delta s_{\max}$  толкателя:

$$22. a_0 = \Delta s_{\max} \omega_1^2 / (2k_\varphi).$$

Закон изменения скоростей толкателя (б) определим интегрированием функции (10.1):

$$v(\varphi_k) = \begin{cases} (a_0 k_\varphi / \omega_1) \sin(\varphi_k / k_\varphi), & 0 \leq \varphi_k < \varphi_y; \\ 0, & \varphi_y \leq \varphi_k \leq \varphi_y + \varphi_d; \\ -(a_0 k_\varphi / \omega_1) \sin(\varphi_k / k_\varphi), & \varphi_y + \varphi_d < \varphi_k \leq \varphi_y + \varphi_d + \varphi_b, \end{cases} \quad (10.2)$$

а закон изменения перемещений толкателя (в) — интегрированием функции (10.2) по переменной  $\varphi_k$  с учетом областей существования функций:

$$s(\varphi_k) = \begin{cases} (a_0 k_\varphi^2 / \omega_1^2) (1 - \cos(\varphi_k / k_\varphi)), & 0 \leq \varphi_k < \varphi_y; \\ 0, & \varphi_y \leq \varphi_k \leq \varphi_y + \varphi_d; \\ s_{\max} - (a_0 k_\varphi^2 / \omega_1^2) (1 - \cos(\varphi_k / k_\varphi)), & \varphi_y + \varphi_d < \varphi_k < \varphi_y + \varphi_d + \varphi_b. \end{cases} \quad (10.3)$$

Зависимости (10.1), (10.2), (10.3) включим в алгоритм расчета кулачкового механизма под номерами 23, 24, 25 соответственно. Кинематические характеристики толкателя будем определять для шага угла поворота кулачка  $\Delta\varphi_k = \varphi_y/10$  в диапазоне  $0 \leq \varphi_k \leq \varphi_y + \varphi_d + \varphi_b$ , что соответствует двадцати шести значениям кинематических параметров закона движения толкателя при повороте кулачка на рабочий угол  $\varphi_{p.k.}$ . Координаты профиля кулачка в декартовых и полярных координатных системах, радиусы кривизны профиля кулачка для значений этих параметров, а также радиус кулачковой шайбы определим, обратившись к операторной функции PRFPL (см. гл. 5):

$$26. \text{PRFPL}(26, \pi/3, \omega_1, \varphi_k(26),$$

$$a(26), v(26), s(26); x(26), y(26), r_k(26),$$

$$\delta_k(26), \rho_k(26), r_0).$$

Программа реализации алгоритма расчета кулачкового механизма приведена как часть программы X после соответствующего комментария. Массивы переменных описаны в начале общей программы. Наимено-

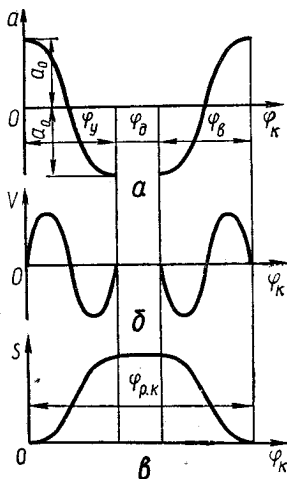


Рис. 88. Закон движения толкателя кулачкового механизма

КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИЖЕНИЯ ТОЛКАТЕЛЯ

FK	AT	YT	ST
0.0	1.8605	0.0	0.0
0.1197	1.7694	0.0730	0.0015
0.2394	1.5052	0.1389	0.0057
0.3590	1.0936	0.1911	0.0124
0.4787	0.5749	0.2247	0.0207
0.5984	0.0000	0.2363	0.0300
0.7181	-0.5749	0.2247	0.0393
0.8378	-1.0936	0.1911	0.0476
0.9574	-1.5051	0.1389	0.0543
1.0771	-1.7694	0.0730	0.0585
1.1968	-1.8605	0.0000	0.0600
1.3165	0.0	0.0	0.0600
1.4362	0.0	0.0	0.0600
1.5558	0.0	0.0	0.0600
1.6755	0.0	0.0	0.0600
1.7952	0.0	0.0	0.0600
1.9149	-1.7694	-0.0730	0.0585
2.0346	-1.5052	-0.1389	0.0543
2.1542	-1.0936	-0.1911	0.0476
2.2739	-0.5749	-0.2247	0.0393
2.3936	-0.0000	-0.2363	0.0300
2.5133	0.5749	-0.2247	0.0207
2.6329	1.0935	-0.1911	0.0124
2.7526	1.5051	-0.1389	0.0057
2.8723	1.7694	-0.0730	0.0015
2.9920	1.8605	-0.0000	0.0

РАДУС КУЛАЧКОВОЙ ШАЙБЫ- R<sub>КШ</sub>= 0.0593

ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОФИЛЯ КУЛАЧКА

FK	X	Y	RK	DLT	ROK
0.0	0.0	0.0593	0.0593	0.0	0.2661
0.1197	0.0314	0.0575	0.0655	0.5003	0.2574
0.2394	0.0604	0.0522	0.0799	0.8576	0.2323
0.3590	0.0848	0.0448	0.0959	1.0854	0.1932
0.4787	0.1034	0.0366	0.1096	1.2307	0.1440
0.5984	0.1154	0.0295	0.1191	1.3208	0.0893
0.7181	0.1213	0.0250	0.1238	1.3676	0.0347
0.8378	0.1221	0.0242	0.1245	1.3749	-0.0145
0.9574	0.1196	0.0276	0.1227	1.3443	-0.0536
1.0771	0.1153	0.0344	0.1204	1.2807	-0.0787
1.1968	0.1111	0.0436	0.1193	1.1968	-0.0874
1.3165	0.1155	0.0300	0.1193	1.3165	0.1193
1.4362	0.1183	0.0160	0.1193	1.4362	0.1193
1.5558	0.1103	0.0018	0.1193	1.5558	0.1193
1.6755	0.1187	-0.0125	0.1193	-1.4661	0.1193
1.7952	0.1184	-0.0266	0.1193	-1.3464	0.1193
1.9149	0.1192	-0.0169	0.1204	-1.4303	-0.0787
2.0346	0.1223	-0.0094	0.1227	-1.4939	-0.0536
2.1542	0.1244	-0.0058	0.1245	-1.5245	-0.0145
2.2739	0.1237	-0.0066	0.1238	-1.5172	0.0347
2.3936	0.1185	-0.0119	0.1191	-1.4704	0.0893
2.5133	0.1077	-0.0208	0.1096	-1.3803	0.1440
2.6329	0.0906	-0.0316	0.0959	-1.2350	0.1932
2.7526	0.0675	-0.0427	0.0799	-1.0072	0.2323
2.8723	0.0396	-0.0522	0.0655	-0.6499	0.2574
2.9920	0.0088	-0.0587	0.0593	-0.1496	0.2661

Рис. 89. Расчет кулачкового механизма

вания некоторых переменных программы отличаются от идентификаторов переменных алгоритма, что объясняется использованием переменных предыдущих разделов программы. На рис. 89 приведены результаты работы программы реализации рассмотренного алгоритма.

### 10.5. Кинематический расчет механизма манипулятора

Выполним кинематический расчет манипулятора, включающий определение перемещений звеньев, их скоростей и ускорений. Поместим в точку  $O$  центр координатной системы  $xOy$  (рис. 90). Отметим в ней координаты центров и осей неподвижных элементов кинематических пар, образуемых звеньями со стойкой механизма. Нанесем линии действия векторов скоростей и ускорений точек звеньев, подлежащих определению при использовании операторных функций.

Направляющие углы векторов скоростей будем обозначать буквой  $\alpha$ , а ускорений —  $\beta$  с соответствующими индексами (см. гл. 2).

Координаты центров шарниров  $A$  и  $C$ , которыми группа 2—3 присоединяется к кинематической цепи механизма, определим из

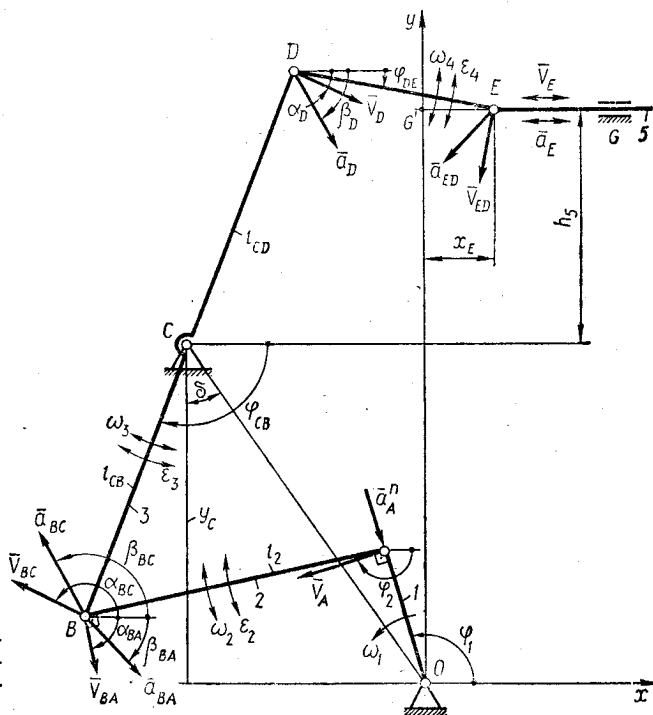


Рис. 90. Кинематическая схема механизма манипулятора

зависимостей:

$$27. x_C = -l_{OC} \sin \delta; \quad y_C = l_{OC} \cos \delta;$$

$$28. x_A = l_{OA} \cos \varphi_1; \quad y_A = l_{OA} \sin \varphi_1.$$

Координаты центра шарнира  $B$  и угловые координаты звеньев 2 и 3 определим для условия сборки  $q = -1$  через операторную функцию:

$$29. \text{PRM1}(x_A, y_A, x_C, y_C, l_2, l_{CB}, -1; \varphi_2, \varphi_{CB}, x_B, y_B).$$

Для структурной группы 4—5 внешними кинематическими параметрами будут  $D$  и  $G$ . Координаты центра шарнира  $D$  определим из зависимостей

$$30. x_D = x_C + l_{CD} \cos(\varphi_{CB} + \pi); \quad y_D = y_C + l_{CD} \sin(\varphi_{CB} + \pi).$$

Направляющая кинематической пары  $G$  может быть задана положением ее оси — координатами  $(0, H_5 + y_C)$  точки  $G'$ , лежащей на ней, и углом  $\varphi_G = 0$ . Тогда обращением к операторной функции

$$31. \text{PRM2}(x_D, y_D, 0, h_5 + y_C, 0, l_{DE}, 0, \pi/2; x_E, y_E, \varphi_{DE})$$

определим координаты точки  $E$  и направляющий угол  $\varphi_{DE}$  звена 4.

Перейдем к определению скоростей звеньев. Шарнир  $C$  неподвижен, центр шарнира  $A$  движется со скоростью  $\bar{v}_A$ , вектор которой определится по величине и направлению:

$$32. v_A = |\omega_1| l_{OA}, \quad \alpha_A = \varphi_1 + \pi/2.$$

Скорости точки  $B$  относительно точек  $A$  и  $C$ , угловые скорости звеньев 2 и 3 определяются через операторную функцию

$$33. \text{SKOR1}(l_2, \varphi_2, l_{CB}, \varphi_{CB}, v_A, \alpha_A, 0, 0; v_{BA}, \alpha_{BA}, v_{CB}, \alpha_{CB}, v_C, \alpha_C, \omega_2, \omega_3).$$

Вектор скорости центра шарнира  $D$ , соединяющего звенья 3 и 4, определим по величине и направлению:

$$34. v_D = l_{CD} |\omega_3|, \quad \text{UGL3}(\varphi_{CB} + \pi, \pi/2, \omega_3; \alpha_D).$$

Скорости точки  $E$ , угловая скорость звена 4 и линейная скорость звена 5 определяется через операторную функцию

$$35. \text{SKOR2}(l_{DE}, \varphi_{DE}, 0, v_D, \alpha_D, 0, 0; v_{ED}, \alpha_{ED}, v_{EG}, \alpha_{EG}, v_B, \alpha_B, \omega_4).$$

В такой же последовательности произведем расчет ускорений звеньев манипулятора:

$$36. a_A^n = \omega_1^2 l_{OA}, \quad \beta_A = \varphi_1 + \pi;$$

$$37. \text{USKR1}(a_A, \beta_A, 0, 0, l_2, \varphi_2, l_{CB}, \varphi_{CB}, \omega_2, \omega_3; a'_{BA}, \beta_{BA}, a'_{BC}, \beta_{BC}, a_B, \beta_B, \varepsilon_2, \varepsilon_3);$$

$$38. a_D = l_{CD} \sqrt{\omega_3^4 + \varepsilon_3^2}, \text{UGL3} (\varphi_{CB} + \pi, \pi - \arctg(|\varepsilon_3|/\omega_3^2), \varepsilon_3; \beta_D);$$

$$39. \text{USKR2}(a_D, \beta_D, 0, 0, 0, 0, l_{DE}, \varphi_{DE}, \omega_2, 0; a_{ED}^i, \beta_{ED}^i, a_{EG}, \beta_{EG}, \varepsilon_4, a_E, \beta_E).$$

На рис. 90, иллюстрирующем алгоритм кинематического расчета, не показаны нормальные и тангенциальные составляющие векторов относительных ускорений точек  $B$  и  $E$ . Направления векторов скоростей и ускорений точек показаны условно на линиях действия.

Программа реализации алгоритма кинематического расчета манипулятора приведена как часть программы  $X$  после соответствующего

#### КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА МАНИПУЛЯТОРА

ЛИНЕЙНЫЕ И УГЛОВЫЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ЗВЕНЬЕВ						
F11	F12	F1CB	XE	F1DE	XB	YB
0.0	2.5757	3.7895	-0.2437	0.4274	-1.8049	1.2521
0.1745	2.5827	3.7569	-0.2397	0.4515	-1.8160	1.2673
0.3491	2.5871	3.7168	-0.2364	0.4821	-1.8290	1.2865
0.5236	2.5887	3.6699	-0.2348	0.5197	-1.8432	1.3096
0.6981	2.5871	3.6169	-0.2363	0.5644	-1.8580	1.3365
0.8727	2.5822	3.5590	-0.2420	0.6163	-1.8724	1.3667
1.0472	2.5740	3.4975	-0.2535	0.6752	-1.8859	1.3997
1.2217	2.5624	3.4339	-0.2716	0.7407	-1.8976	1.4346
1.3963	2.5481	3.3705	-0.2970	0.8116	-1.9071	1.4701
1.5708	2.5315	3.3097	-0.3292	0.8861	-1.9140	1.5046
1.7453	2.5134	3.2543	-0.3667	0.9611	-1.9185	1.5363
1.9199	2.4950	3.2073	-0.4062	1.0322	-1.9209	1.5634
2.0944	2.4772	3.1716	-0.4422	1.0928	-1.9219	1.5840
2.2689	2.4611	3.1493	-0.4682	1.1345	-1.9221	1.5969
2.4435	2.4472	3.1416	-0.4780	1.1497	-1.9222	1.6014
2.6180	2.4362	3.1485	-0.4692	1.1360	-1.9221	1.5974
2.7925	2.4280	3.1688	-0.4453	1.0977	-1.9219	1.5856
2.9670	2.4225	3.2008	-0.4123	1.0428	-1.9211	1.5671
3.1416	2.4197	3.2421	-0.3762	0.9787	-1.9192	1.5433
3.3161	2.4190	3.2906	-0.3412	0.9110	-1.9157	1.5155
3.4906	2.4204	3.3440	-0.3100	0.8432	-1.9103	1.4850
3.6652	2.4235	3.4004	-0.2840	0.7774	-1.9029	1.4533
3.8397	2.4282	3.4581	-0.2639	0.7152	-1.8934	1.4212
4.0142	2.4343	3.5155	-0.2495	0.6575	-1.8821	1.3900
4.1888	2.4417	3.5714	-0.2404	0.6050	-1.8695	1.3602
4.3633	2.4502	3.6245	-0.2358	0.5579	-1.8560	1.3326
4.5378	2.4598	3.6736	-0.2348	0.5167	-1.8422	1.3078
4.7124	2.4703	3.7178	-0.2365	0.4813	-1.8287	1.2860
4.8869	2.4817	3.7562	-0.2396	0.4519	-1.8162	1.2676
5.0614	2.4938	3.7881	-0.2435	0.4285	-1.8054	1.2527
5.2360	2.5064	3.8127	-0.2472	0.4109	-1.7966	1.2415
5.4105	2.5192	3.8296	-0.2501	0.3991	-1.7905	1.2339
5.5850	2.5320	3.8383	-0.2517	0.3930	-1.7873	1.2300
5.7596	2.5445	3.8387	-0.2518	0.3928	-1.7871	1.2298
5.9341	2.5562	3.8307	-0.2503	0.3983	-1.7901	1.2334
6.1086	2.5668	3.8142	-0.2474	0.4098	-1.7961	1.2408
6.2832	2.5757	3.7895	-0.2437	0.4274	-1.8049	1.2521

ЛИНЕЙНЫЕ И УГЛОВЫЕ СКОРОСТИ ЗВЕНЬЕВ					
F11	W2	W3	VE	ALE	W4
0.0	0.1377	-0.4937	0.0687	-0.0000	0.3571
0.1745	0.0989	-0.6262	0.0657	-0.0000	0.4691
0.3491	0.0530	-0.7495	0.0455	-0.0000	0.5859
0.5236	0.0011	-0.8607	0.0049	-0.0001	0.7069
0.6981	-0.0551	-0.9561	0.0582	3.1416	0.8304
0.8727	-0.1135	-1.0312	0.1445	3.1416	0.9534
1.0472	-0.1709	-1.0806	0.2516	3.1416	1.0710
1.2217	-0.2239	-1.0978	0.3732	3.1416	1.1756
1.3963	-0.2684	-1.0756	0.4977	3.1416	1.2561
1.5708	-0.3003	-1.0074	0.6064	3.1416	1.2960
1.7453	-0.3162	-0.8883	0.6737	3.1416	1.2723
1.9199	-0.3141	-0.7182	0.6669	3.1416	1.1532
2.0944	-0.2943	-0.6037	0.5537	3.1416	0.9034
2.2689	-0.2596	-0.2594	0.3208	3.1416	0.5066
2.4435	-0.2148	-0.0051	0.0066	3.1416	0.0103
2.6180	-0.1655	0.2387	0.2966	0.0000	-0.4678
2.7925	-0.1164	0.4558	0.5080	0.0000	-0.8253
2.9670	-0.0706	0.6366	0.6089	0.0000	-1.0411
3.1416	-0.0293	0.7781	0.6210	0.0000	-1.1449
3.3161	0.0071	0.8811	0.5744	0.0000	-1.1733
3.4906	0.0392	0.9489	0.4936	0.0000	-1.1535
3.6652	0.0675	0.9853	0.3966	0.0000	-1.1029
3.8397	0.0929	0.9938	0.2958	0.0000	-1.0325
4.0142	0.1159	0.9776	0.2000	0.0000	-0.9490
4.1888	0.1369	0.9394	0.1152	0.0000	-0.8569
4.3633	0.1561	0.8812	0.0451	0.0000	-0.7593
4.5378	0.1736	0.8049	0.0082	3.1414	-0.6585
4.7124	0.1891	0.7126	0.0441	3.1416	-0.5564
4.8869	0.2023	0.6059	0.0631	3.1416	-0.4542
5.0614	0.2125	0.4870	0.0670	3.1416	-0.3527
5.2360	0.2191	0.3580	0.0582	3.1416	-0.2524
5.4105	0.2213	0.2212	0.0396	3.1416	-0.1531
5.5850	0.2181	0.0791	0.0148	3.1416	-0.0542
5.7596	0.2088	-0.0658	0.0124	-0.0000	0.0451
5.9341	0.1928	-0.2112	0.0380	-0.0000	0.1460
6.1085	0.1690	-0.3546	0.0581	-0.0000	0.2496
6.2832	0.1377	-0.4937	0.0687	-0.0000	0.3570

Рис. 91. Результаты кинематического расчета механизма

ющего комментария. Массивы переменных, изменяющихся в зависимости от значения переменной F11 (K), соответствующей переменной  $\varphi_1$  алгоритма, имеют индекс K и описаны в операторе DIMENSION в начале программы. Наименования идентификаторов соответствуют правилам, оговоренным в табл. 1, за исключением случаев, когда переменная описана в предыдущих разделах. Результаты работы программы при реализации алгоритма кинематического расчета механизма для тридцати семи значений угловой координаты  $\varphi_1$  входного звена ( $\Delta\varphi_1 = 2\pi/36 = 360^\circ/35 = 10^\circ$ ) при совершении им полного оборота приведены на рис. 91, 92.

ЛИНЕЙНЫЕ И УГЛОВЫЕ УСКОРЕНИЯ ЗВЕНЬЕВ

FI1	E2	E3	E4	AE	BE
0.0	-0.6034	-2.4346	1.9027	0.1727	0.0000
0.1745	-0.7303	-2.9468	2.4197	0.0526	-0.0000
0.3491	-0.8440	-3.4056	2.9481	0.1609	3.1416
0.5236	-0.9350	-3.7725	3.4533	0.4724	3.1416
0.6981	-0.9924	-4.0041	3.8804	0.8701	3.1416
0.8727	-1.0046	-4.0536	4.1931	1.3184	3.1416
1.0472	-0.9603	-3.8746	4.2939	1.7503	3.1416
1.2217	-0.8497	3.4284	-3.2373	0.2662	0.0001
1.3963	-0.6681	2.6957	-2.7573	0.3616	0.0000
1.5708	-0.4196	1.6932	-1.8464	0.2200	0.0000
1.7453	-0.1216	0.4908	-0.4319	0.2775	3.1416
1.9199	0.1931	0.7793	-1.0316	0.2581	0.0000
2.0944	0.4808	1.9399	-3.2980	1.8451	0.0000
2.2689	0.6989	2.8201	-5.3620	3.3364	0.0000
2.4435	0.8234	3.3224	-6.6059	4.2146	0.0000
2.6180	0.8588	3.4570	-6.7140	4.2154	0.0000
2.7925	0.8225	3.3189	-5.9729	3.5516	0.0000
2.9670	0.7509	3.0299	-4.9071	2.6328	0.0000
3.1416	0.6671	2.6915	-3.8694	1.7463	0.0000
3.3161	0.5868	2.3670	-2.9967	1.0127	0.0000
3.4906	0.5170	2.0860	-2.3094	0.4554	0.0000
3.6652	0.4599	1.8557	-1.7852	0.0578	0.0001
3.8397	0.4142	-1.6712	2.0798	1.2032	3.1416
4.0142	0.3771	-1.5217	1.8516	0.9942	3.1416
4.1888	0.3455	-1.3940	1.6535	0.7983	3.1416
4.3633	0.3157	-1.2740	1.4637	0.6136	3.1416
4.5378	0.2844	-1.1474	1.2678	0.4439	3.1416
4.7124	0.2479	-1.0003	1.0574	0.2965	3.1416
4.8869	0.2031	-0.8196	0.8285	0.1796	3.1416
5.0614	0.1472	-0.5938	0.5803	0.1005	3.1416
5.2360	0.0778	-0.3139	0.3140	0.0639	3.1416
5.4105	-0.0062	-0.0251	0.0659	0.0622	3.1416
5.5850	-0.1050	-0.4238	0.3137	0.0395	0.0
5.7596	-0.2174	-0.8773	0.6215	0.1290	-0.0000
5.9341	-0.3409	-1.3753	0.9916	0.1925	-0.0000
6.1086	-0.4713	-1.9016	1.4214	0.2132	0.0000
6.2832	-0.6034	-2.4345	1.9026	0.1727	0.0

манипулятора

**10.6. Определение реакций в кинематических парах механизма манипулятора**

Силовой расчет механизма начинаем со структурной группы 4... 5, так как к звену 5 приложена сила производственного сопротивления, которая зависит от того, совершает звено 5 рабочий ход ( $\omega_3 < 0$ ) или холостой ( $\omega_3 \geq 0$ );

$$40. F_0 = \begin{cases} 2000 \text{ Н, } \omega_3 < 0, \\ 400 \text{ Н, } \omega_3 \geq 0. \end{cases}$$

Массы и моменты инерции звеньев манипулятора определим в соответствии с заданием на проектирование по погонной



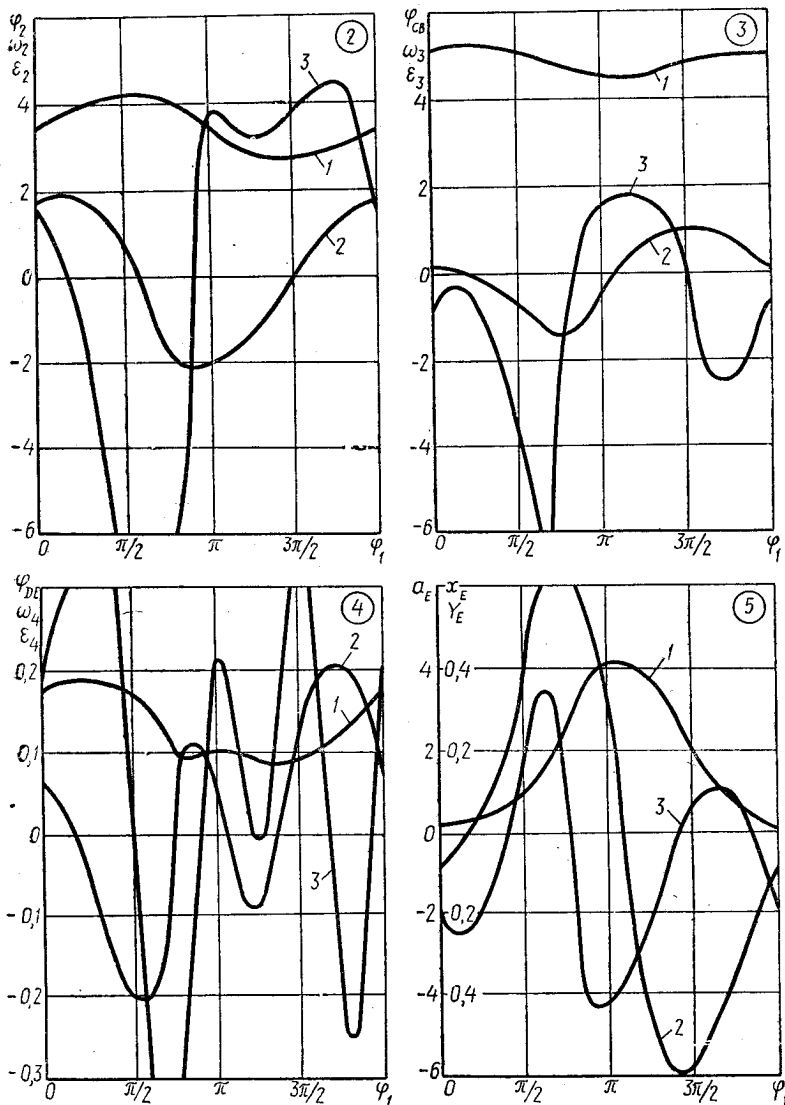


Рис. 92. Законы движения звеньев механизма манипулятора, построенные по данным рис. 91

массе:

$$\begin{aligned}
 41. \quad m_4 &= m_1 l_{DE}; \\
 m_3 &= 2l_{CD} m_i; \\
 m_2 &= m_1 l_2; \\
 m_5 &= 2m_4;
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 J_{S_4} &= m_4 l_{DE}^2; \\
 J_{S_3} &= m_3 (2l_{CD})^2; \\
 J_{S_2} &= m_2 l_2^2; \\
 J_{S_1} &= (m_1 l_{DA}) l_{OA}^2.
 \end{aligned}$$

Перед обращением к операторной функции силового расчета структурной группы второго класса приведем все силы, действующие на ее звенья, к эквивалентным системам сил. На звено 5 (рис. 93) действуют силы сопротивления  $\bar{F}_c$  и сила тяжести  $F_{g5}$ , линии действия векторов которых пересекаются в центре масс  $S_5$  звена 5. Принимая  $S_5$  за точку приведения, получим равнодействующую сил  $\bar{F}_c$  и  $\bar{F}_{g5}$ :

$$42. \text{SMVKT} (F_c, \pi, m_5 g, -\pi/2; F_5 \gamma_5),$$

где  $g$  — ускорение свободного падения,  $\pi/2$  — направляющий угол векторов сил тяжести.

Так как на звено 4 действует только сила тяжести  $\bar{F}_{g4}$ , то, предварительно определив координаты точки  $S_4$ , можно записать операторную функцию для расчета реакций в кинематических парах  $D, E, G$ :

$$43. x_{S4} = x_D + 0,3l_{DE} \cos \varphi_{DE}; y_{S4} = y_D + 0,3l_{DE} \sin \varphi_{DE};$$

$$44. \text{DNMAF2} (x_D, y_D, x_E, y_E, 0, x_{S4}, y_{S4}, m_4 g, -\pi/2, x_E, y_E, F_5, \gamma_5, 0, 0; F_{43}, \gamma_{43}, F_{45}, \gamma_{45}, F_{50}, \gamma_{50}, h_{50}).$$

Цифровые индексы обозначают реакцию в кинематической паре, образованной соответствующими звеньями, и место приложения реактивной силы;  $\bar{F}_{43}$  — в центре шарнира  $D$ ;  $\bar{F}_{45}$  — в центре шарнира  $E$ ;  $F_{05}$  — в точке на расстоянии  $h_{05}$  от центра шарнира  $E$  по оси кинематической пары  $G$ . Перед обращением к операторной функции для силового расчета группы 2—3 приведем силы, действующие на звено 3, к эквивалентной системе сил. Примем за точку приведения сил центр масс  $S_3$  звена 3. Перенесем в эту точку вектор силы  $\bar{F}_{43}$ , приложив для сохранения равновесия момент  $M_3$ , равный

$$45. \text{MOMNT} (0,85l_{CD}, \varphi_{CB} + \pi, F_{43}, \gamma_{43}; M_3).$$

Равнодействующая сил, действующих на звено 3, равна

$$46. \text{SMVKT} (F_{43}, \gamma_{43}, m_3 g, -\pi/2; F_3, \gamma_3).$$

Реакции в кинематических парах  $A, B, C$  определим, записав операторную функцию

$$47. \text{DNMAF1} (x_A, y_A, x_B, y_B, x_C, y_C, x_A + l_2 \cos \varphi_2, y_A + l_2 \sin \varphi_2,$$

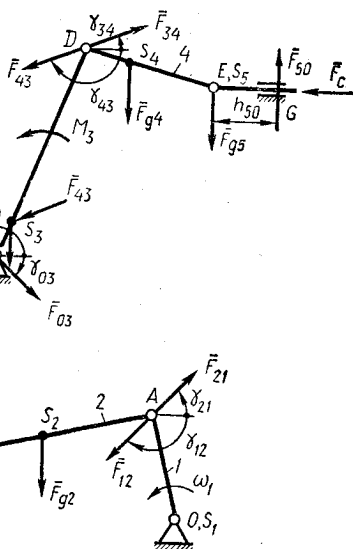


Рис. 93. Система внешних сил и моментов сил, действующих на звенья манипулятора

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ  
ПАРАХ МЕХАНИЗМА МАНИПУЛЯТОРА  
ВЕЛИЧИНЫ УСИЛИЙ И МОМЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ

F11	F43	F45	F50	F30	F23	F21	M1
0.0	2308.0	2157.0	120.0	3231.3	637.7	1137.8	-159.9
0.175	2337.8	2179.6	178.6	3232.7	574.9	1036.0	-162.0
0.349	2378.5	2211.3	255.5	3239.8	512.4	904.8	-149.9
0.524	2432.8	2254.8	353.2	3263.0	488.8	746.0	-121.2
0.698	2504.2	2313.6	475.1	3319.0	567.4	578.3	-74.7
0.873	2597.6	2392.8	625.6	3434.4	784.3	485.5	-9.8
1.047	2719.3	2499.1	810.6	3646.3	1134.4	633.9	71.8
1.222	2878.0	2641.5	1037.6	4001.4	1612.6	1031.0	166.1
1.396	3084.6	2831.5	1316.4	4549.2	2225.3	1605.2	265.3
1.571	3352.2	3083.0	1658.3	5332.0	2982.1	2336.2	357.0
1.745	3692.9	3408.9	2072.6	6369.9	3883.9	3216.6	423.6
1.920	4108.0	3811.2	2556.4	7633.2	4899.5	4212.8	443.1
2.094	4562.7	4256.2	3069.1	8982.3	5921.2	5217.2	392.9
2.269	4951.7	4639.1	3497.9	10093.1	6714.8	5995.9	262.8
2.443	5113.9	4799.2	3674.7	10522.8	6973.6	6242.3	77.2
2.618	1172.4	857.2	70.2	2866.6	1378.1	713.4	54.4
2.793	1097.7	787.4	9.6	2677.1	1229.4	590.0	43.6
2.967	1009.2	706.7	105.3	2456.5	1059.4	480.8	43.0
3.142	926.4	633.8	196.3	2253.7	904.8	431.6	49.4
3.316	855.7	574.6	275.5	2084.7	777.9	443.2	58.8
3.491	797.5	528.8	342.0	1949.4	679.3	488.0	68.0
3.665	750.0	494.3	397.5	1842.7	605.3	442.5	75.0
3.840	711.3	468.7	443.7	1759.0	551.3	595.3	76.6
4.014	679.8	449.8	482.3	1693.4	513.4	642.3	78.0
4.189	654.0	436.0	514.5	1642.3	487.8	682.5	73.0
4.363	632.8	426.0	541.5	1602.7	471.6	715.9	63.8
4.538	615.7	418.8	563.9	1572.5	462.3	743.2	50.7
4.712	601.9	413.7	582.2	1549.9	458.0	764.9	34.3
4.887	590.9	410.2	596.9	1533.7	457.2	781.5	15.4
5.061	582.5	407.8	608.4	1522.8	458.6	793.8	-5.2
5.236	576.4	406.3	616.9	1516.4	461.6	802.1	-26.6
5.410	572.4	405.3	622.4	1513.9	465.4	806.9	-47.9
5.585	570.4	404.9	625.3	1514.7	469.6	808.5	-68.2
5.760	2267.9	2127.5	37.5	3218.6	725.1	1283.7	-93.2
5.934	2274.1	2132.0	50.5	3226.2	715.6	1259.9	-122.7
6.109	2287.2	2141.5	77.7	3230.1	686.1	1211.8	-145.9
6.283	2308.0	2157.0	119.9	3231.3	637.7	1137.8	-159.9

Рис. 94. Результаты силового расчета механизма манипулятора

$$m_2g, -\pi/2, x_c + 0,15l_{CD} \cos(\varphi_{CB} + \pi), y_c + 0,25l_{CD} \sin(\varphi_{CB} + \pi), \\ F_3, \gamma_3, 0, M_3; F_{21}, \gamma_{21}, F_{23}, \gamma_{23}, F_{30}, \gamma_{30}.$$

В этом выражении на места формальных параметров, определяющих координаты точек приведения, подставлены соответствующие выражения.

Момент, действующий на звено 1, определим из выражения

$$48. \text{MOMNT}(l_1, \varphi_1, F_{21}, \gamma_{21}; M_1).$$

Описанные выше пункты алгоритма силового расчета реализованы в программе X операторами, записанными после соответствующего

НАПРАВЛЯЮЩИЕ УГЛЫ ВЕКТОРОВ СИЛ

F11	G43	G45	G50	G30	G23	G21
0.0	-2.619	0.384	1.571	3.772	3.436	-1.005
0.175	-2.597	0.409	1.571	3.819	3.589	-1.047
0.349	-2.570	0.441	1.571	3.882	3.841	-1.123
0.524	-2.536	0.480	1.571	3.962	4.235	-1.265
0.698	-2.496	0.527	1.571	4.062	4.697	-1.556
0.873	-2.450	0.581	1.571	4.183	-1.227	-2.147
1.047	-2.397	0.643	1.571	4.320	-1.007	-2.843
1.222	-2.339	0.712	1.571	4.467	-0.881	-3.237
1.396	-2.276	0.786	1.571	4.610	-0.809	-3.435
1.571	-2.210	0.865	1.571	-1.544	-0.768	-3.549
1.745	-2.143	0.944	1.571	-1.437	-0.748	-3.625
1.920	-2.079	1.018	1.571	-1.357	-0.740	-3.679
2.094	-2.025	1.082	1.571	-1.304	-0.741	-3.719
2.269	-1.987	1.125	1.571	-1.277	-0.747	-3.748
2.443	-1.973	1.141	1.571	-1.275	-0.758	-3.765
2.618	-1.919	1.085	1.571	-1.462	-1.027	-3.189
2.793	-1.944	1.038	-1.571	-1.501	-1.074	-3.031
2.967	-1.978	0.969	-1.571	-1.553	-1.138	-2.749
3.142	-2.017	0.888	-1.571	4.674	-1.217	-2.385
3.316	-2.057	0.801	-1.571	4.617	-1.308	-2.045
3.491	-2.096	0.713	-1.571	4.564	-1.407	-1.800
3.665	-2.133	0.628	-1.571	4.514	-1.511	-1.637
3.840	-2.168	0.548	-1.571	4.468	4.666	-1.528
4.014	-2.200	0.475	-1.571	4.427	4.564	-1.452
4.189	-2.229	0.409	-1.571	4.391	4.468	-1.397
4.363	-2.255	0.351	-1.571	4.360	4.382	-1.355
4.538	-2.278	0.301	-1.571	4.333	4.308	-1.323
4.712	-2.298	0.250	-1.571	4.311	4.245	-1.298
4.887	-2.314	0.224	-1.571	4.292	4.195	-1.277
5.061	-2.328	0.196	-1.571	4.277	4.156	-1.261
5.236	-2.338	0.176	-1.571	4.266	4.128	-1.248
5.410	-2.345	0.162	-1.571	4.258	4.108	-1.237
5.585	-2.348	0.155	-1.571	4.254	4.098	-1.229
5.760	-2.651	0.348	1.571	3.705	3.256	-0.975
5.934	-2.646	0.354	1.571	3.716	3.287	-0.974
6.109	-2.635	0.366	1.571	3.738	3.343	-0.983
6.283	-2.619	0.384	1.571	3.772	3.436	-1.005

ющего комментария. Обозначения программы соответствуют принятым в табл. 1. Результаты работы программы реализации алгоритма силового расчета механизма представлены на рис. 94, 95.

### 10.7. Динамический расчет механизма

Для решения уравнения движения механизма необходимо определить приведенный момент инерции  $J_n$  звена приведения, за которое удобно принять звено I (рис. 92). Выражение, определяющее  $J_{ni}$  для произвольного значения  $\varphi_{1i}$ , записывается аналогично рассмотренным в гл. 8. Предварительно найдем векторы скоростей тех

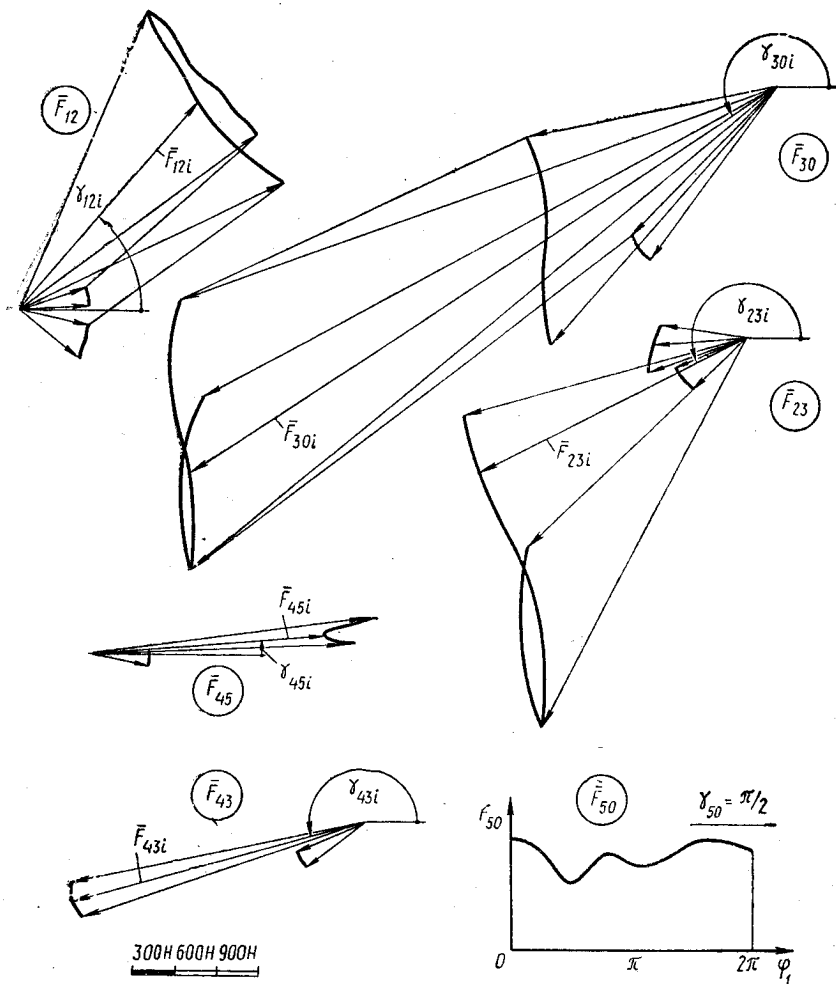


Рис. 95. Законы изменения усилий в кинематических парах механизма манипулятора при вращении ведущего звена

центров масс, которые не определялись при выполнении кинематического расчета:

$$49. \text{SMVKT}(v_D, \alpha_D, |\omega_4| \cdot 0,3l_{ED}, \alpha_{ED}; v_{S4}, \alpha_{S4});$$

$$50. \text{SMVKT}(v_A, \alpha_A, |\omega_2| \cdot 0,5l_2, \alpha_{BA}; v_{S2}, \alpha_{S2});$$

$$51. J_{ni} = (m_5 v_{Ei}^2 + m_4 v_{S4i}^2 + J_{S4} \omega_{4i}^2 + m_3 v_{S3i}^2 + (J_{S3} + m_3 l_{CS3}^2) \omega_{3i}^2 + m_2 v_{S2i}^2 + J_{S2} \omega_{2i}^2) / \omega_1^2.$$

Выражение для  $J_{ni}$  будем реализовывать для тех же значений координаты  $\varphi_1$  входного звена, для которых выполнялся кинематический и силовой расчеты. Для этих же условий запишем опера-

# ИСПОЛЬЗУЕТСЯ МЕТОД ТРАПЕЦИЙ

## РЕЗУЛЬТАТЫ РЕШЕНИЯ УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ МЕХАНИЗМА МАНИПУЛЯТОРА

FI1	IPR	AS	ASUM	EV	DEC	WPR	EPR	WPRM	EPRM
0.0	5.7	0.0	0.0	25.8	0.0	27.22	0.0	3.00	0.0
0.175	7.1	-28.1	-38.1	32.1	-44.4	-36.90	-367.41	3.00	-0.02
0.349	8.9	-55.3	-75.3	40.2	-89.7	-102.36	-375.03	2.99	-0.02
0.524	11.1	-79.0	-108.9	50.0	-133.1	-165.16	-359.82	2.99	-0.02
0.698	13.6	-96.1	-136.0	61.4	-171.6	-220.70	-318.24	2.99	-0.02
0.873	16.4	-103.4	-153.3	73.9	-201.4	-263.82	-247.03	2.99	-0.01
1.047	19.3	-98.0	-157.9	86.6	-218.7	-288.88	-143.62	2.99	-0.01
1.222	21.8	-77.3	-147.1	98.3	-219.6	-290.13	-7.15	2.98	-0.00
1.396	23.7	-39.6	-119.5	106.7	-200.3	-262.25	159.78	2.99	0.01
1.571	24.2	14.7	-75.1	109.0	-158.3	-201.54	347.80	2.99	0.02
1.745	22.8	82.8	-17.0	102.4	-93.6	-107.99	536.02	2.99	0.03
1.920	18.9	158.5	48.7	85.2	-10.7	11.69	685.73	3.00	0.04
2.094	13.2	231.4	111.6	59.4	78.1	140.07	735.57	3.01	0.04
2.269	7.3	288.6	158.9	32.8	151.8	246.66	610.73	3.01	0.03
2.443	4.1	318.3	178.6	18.3	186.1	296.13	283.43	3.01	0.01
2.618	4.9	329.8	180.1	21.9	184.0	293.13	-17.23	3.01	-0.00
2.793	8.1	338.3	178.6	36.6	167.9	269.80	-133.66	3.01	-0.01
2.967	11.6	345.9	176.2	52.3	149.7	243.56	-150.34	3.01	-0.01
3.142	14.2	353.9	174.3	64.1	136.0	223.75	-113.51	3.01	-0.01
3.316	15.8	363.4	173.7	71.2	128.4	212.73	-63.14	3.01	-0.00
3.491	16.5	374.5	174.8	74.3	126.3	209.74	-17.09	3.01	-0.00
3.665	16.6	386.9	177.3	74.5	128.6	213.08	19.10	3.01	0.00
3.840	16.1	400.3	180.8	72.6	134.0	220.87	44.65	3.01	0.00
4.014	15.3	414.0	184.4	69.0	141.3	231.37	60.16	3.01	0.00
4.189	14.3	427.2	187.6	64.2	149.3	242.97	66.49	3.01	0.00
4.363	13.0	439.1	189.6	58.3	157.1	254.19	64.25	3.01	0.00
4.538	11.5	449.1	189.6	51.8	163.6	263.59	53.86	3.01	0.00
4.712	10.0	456.5	187.0	45.0	167.9	269.81	35.65	3.01	0.00
4.887	8.5	460.9	181.4	38.1	169.1	271.57	10.10	3.01	0.00
5.061	7.0	461.8	172.3	31.7	166.4	267.73	-22.03	3.01	-0.00
5.236	5.8	459.0	159.5	26.1	152.2	257.35	-59.48	3.01	-0.00
5.410	4.8	452.5	143.1	21.8	147.1	239.79	-100.59	3.01	-0.01
5.585	4.2	442.4	123.0	19.0	129.8	214.77	-143.37	3.01	-0.01
5.760	4.0	428.3	98.9	17.9	106.8	181.52	-190.47	3.01	-0.01
5.934	4.2	409.4	70.1	18.7	77.2	138.76	-245.03	3.01	-0.01
6.109	4.7	386.0	6.7	21.3	41.1	86.67	-298.45	3.00	-0.02
6.283	5.7	359.3	0.0	25.8	0.0	27.22	-340.60	3.00	-0.02

### МОМЕНТ ИНЕРЦИИ МАХОВИКА— $IMH=4507.27$

Рис. 96. Результаты динамического расчета механизма манипулятора

торную функцию реализации алгоритма решения уравнения движения механизма:

$$52. ZKNDV(N, N', \omega_1, J_{S1}, M_1(N), J_n(N); A_c(N), A_2(N), E_v(N), \Delta E_c(N), \omega_n(N), \epsilon_n(N)).$$

В этом выражении  $N$  — целое число, соответствующее количеству значений координаты  $\varphi_1$  входного звена;  $N'$  — то же количество,

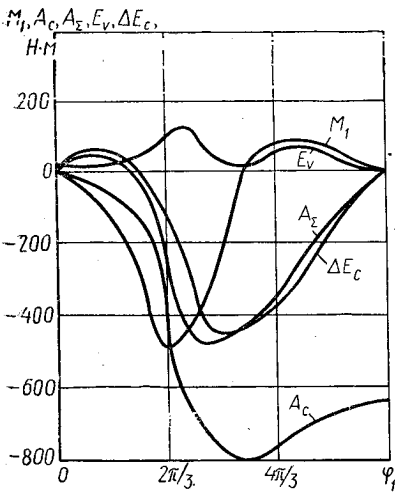


Рис. 97. Энергетические показатели механизма манипулятора

записанное действительной переменной; входные и выходные индексные переменные этой функции (см. гл. 8) определяются для  $N$  значений переменной  $\varphi_1$ . Полученные значения угловой скорости  $\omega_{pi}$  и углового ускорения  $\varepsilon_{pi}$  звена приведения определяют закон его движения в численной форме. Для того чтобы колебания скоростей звеньев находились в требуемых пределах, определим необходимый момент инерции  $J_m$  маховика. Считая, что маховик установлен на оси звена приведения, и принимая ко-

эффициент неравномерности хода механизма равным  $\delta = 0,01$ , запишем операторную функцию

$$53. \text{MHVK}(N, \delta, J_{S1}, \omega_1, \Delta E_c(N); J_m).$$

Закон движения звена приведения после установки маховика определим решением уравнения движения механизма для этих условий:

$$54. \text{ZKNDV}(N, N', \omega_1, J_{S1}, M_1(N), J_n(N); A_c, A_z(N), E_v(N), \Delta E_c(N), \omega_n(N), \varepsilon_n(N)).$$

Описанные выше пункты динамического расчета механизма реализованы в программе X операторами, записанными после соответствующих комментариев. Результаты работы программы реализации алгоритма приведены на рис. 96, 97.

### 10.8. Общее описание программы реализации алгоритма механизма питателя

Главная программа X реализации алгоритма расчета рассматриваемого механизма объединяет программы синтеза механизма манипулятора, зубчатого и кулачкового механизма, кинематического, силового и динамического расчетов механизма манипулятора. В связи с этим согласованы наименования переменных и массивов разных частей программы, структура операторов вывода информации на печатающее устройство.

Программа начинается с заголовка, оформленного в виде комментария. В соответствии с правилами ФОРТРАНа в начале программы описываются области COMMON, используемые в главной программе и подпрограммах, а также операторы описания переменных REAL и INTEGER. Область /ZUB/ оператора COMMON опре-

деляют переменные, используемые в подпрограмме синтеза зубчатых механизмов, а область /PRMTR/ — значения переменных PI и PID2, соответствующие  $\pi$  и  $\pi/2$ .

Группа операторов DIMENSION объединяет переменные с индексом, используемые в различных частях программы. Все они могут быть объединены одним оператором. В программе применено несколько операторов для облегчения разбора программы, так как каждый оператор DIMENSION соответствует определенному разделу программы. Упомянутые в программе операторы относятся соответственно к разделам геометрического синтеза механизма манипулятора, синтезу кулачкового механизма, кинематического, силового и динамического расчетов манипулятора. Все эти разделы в дальнейшем выделены комментариями.

При определении размеров звеньев манипулятора исходные данные вводятся в программу оператором DATA. Далее реализуются обращения к подпрограммам CAPKI-TMM, соответствующие операторным функциям SNTZR и SNTZI, и операторы вывода информации на печатающее устройство. Этот раздел программы может быть реализован в диалоговом режиме работы с ЭЗМ.

Задача подбора чисел зубьев планетарного редуктора решается обращением к подпрограмме DZBPL с помощью оператора CALL. Значения переменных, отмеченных в области COMMON /ZUB/, определяются операторами присвоения. Операторы вывода информации на печатающее устройство находятся в подпрограмме DZBPL. Геометрический расчет зубчатых колес выполняется при обращении к подпрограммам DGMTZK, DGMZPC, DGMZVN в зависимости от вида зацепления. Этому предшествует обращение к подпрограмме DKRKT выбора коэффициентов смещения колес. Операторы вывода информации также находятся в этих подпрограммах. Эти разделы программы также целесообразно реализовывать в диалоговом режиме.

Раздел программы расчета кулачкового механизма по своей структуре полностью соответствует разобранным ранее подобным программам (см. гл. 5).

Фазы удаления, возвращения и дальнего стояния толкателя делятся на равные части:  $DFI \rightarrow \Delta\varphi_k = \varphi_y/10$ . Вычисления по зависимостям алгоритма проводятся в цикле DO до оператора с меткой 5 включительно, после чего формируется обращение к подпрограмме DPRFPL и записываются операторы вывода информации на печатающее устройство.

Разделы программы по кинематическому и силовому расчетам механизма, расчету момента инерции звена приведения выполняются в одном цикле оператора  $DO\_3\theta\_K = 1,37$  до оператора  $3\theta\_CONTINUE$  включительно. Следующие операторы до оператора  $21\_FORMAT$  включительно формируют информацию, выводимую на печатающее устройство после выполнения этих расчетов.

В заключительном разделе программы реализуется алгоритм динамического расчета и выводится информация об энергетических показателях агрегата.



Рассмотренная программа может составляться, отлаживаться и реализовываться как в целом, так и отдельными разобранными блоками. При этом, естественно, должны выполняться требования к ФОРТРАН-программе, изложенные ранее (см. гл. I). Для удобства отладки больших блоков программы, например кинематического и силового расчета, целесообразно иметь результаты расчета для частных случаев, полученные графически или аналитически.

X

C ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ

C САРКП — ТММ

C КАФЕДРА МАШИНОВЕДЕНИЯ И ДЕТАЛЕЙ МАШИН.

C ГРУППА КП—851. СТУДЕНТ ИВАНОВ И. И., РУКОВОДИТЕЛЬ

C БЕЛОКОНЕВ И. М.

C ТЕМА: ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА

C ПИТАТЕЛЯ, ВАРИАНТ М

C

COMMON/PRMTR/PI, PID2

COMMON/ZUB/ZKRN, ZKRW, DZ, Z1, Z2, Z3, Z4

REAL M4, M3, M2, IS4, IS3, IS2, ML, M1, IS1, IPR, IMH, M5

INTEGER ZKRN, ZKRW, DZ, Z1, Z2, Z3, Z4

DIMENSION FICD(3), FI5(3), X5(3)

DIMENSION FIK(26), VT(26), AT(26), ST(26), X(26), Y(26), RK(26),

\*DLT(26), ROK(26)

DIMENSION FI2(37), FICB(37), XE(37), FIDE(37),

\*W2(37), W3(37), VE(37), ALE(37), W4(37), E2(37),

\*AE(37), BE(37), FI1(37), XB(37), YB(37),

\*E3(37), E4(37)

DIMENSION F43(37), G43(37), F45(37), G45(37), F50(37),

\*G50(37), F21(37), G21(37), F23(37), G23(37), F30(37),

\*G30(37), M1(37)

DIMENSION AS(37), ASUM(37), EV(37), DEC(37), WPR(37),

\*EPR(37), WPRM(37), EPRM(37), IPR(37)

PI = 3.14159

PID2 = PI/2.0

C

C ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ ЗВЕНЬЕВ МАНИПУЛЯТОРА.

DATA FICD/0.0, 0.349, 0.698/, FI5/1.57, 1.57, 1.57/, X5/0.82, 0.62,

\*0.42/H5/0.64/, DELTA/0.698/

CALL DSNTZR(X5, H5, FICD, FI5, 1.0, RCD, RDE, FICD1)

WRITE(3, 1) RCD, RDE, FICD1

1 FORMAT(IX, 'РАЗМЕРЫ ЗВЕНЬЕВ МАНИПУЛЯТОРА'//

\*'RCD = ', F7.3,' RDE = ', F7.3,' FICD = ', F7.3//)

SKW = 1.1

RCB = RCD

FICB1 = FICD1 + PI - (PID2 + DELTA)

CALL DSNTZ1(SKW, FICB1, FICB1 + DELTA, RCB, 0.7, -1.0, 1.0, ROA,

\*RAB, R)

R2 = RAB

WRITE(3, 2) ROA, RAB, ROC

2 FORMAT('ROA = ', F7.3,' RAB = ', F7.3,' ROC = ', F7.3//)

C

C ПОДБОР ЧИСЕЛ ЗУБЬЕВ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА.

ZKRN = 20

ZKRW = 85

DZ = 8

CALL DZBPL(1, 1, 25, 2, 3, 30, 200, 3)

CALL DZBPL(1, 1, 25, 3, 4, 30, 200, 3)

CALL DZBPL(1, 1, 25, 4, 5, 30, 200, 3)

CALL DZBPL(1, 1, 25, 6, 7, 3, 0, 200, 3)

```

CALL DZBPL(2, 5, 1, 1, 1, 13, 35, 1)
CALL DZBPL(3, 5, 1, 1, 1, 13, 35, 1)
CALL DZBPL(2, 71, 10, 1, 1, 13, 35, 1)
CALL DZBPL(3, 71, 10, 1, 1, 13, 35, 1)

```

C  
C ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС РЕДУКТОРА.  
C ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ СМЕЩЕНИЯ КОЛЕС 1, 2 ИЗ  
C УСЛОВИЯ ПОВЫШЕНИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ПОВЕРХНОСТЕЙ  
C ЗУБЬЕВ.

```

CALL DKRKT(3.0, 20.0, 51.0, 0.0, 3, 1.0, X1, X2, AL12)
WRITE(3, 3)X1, X2, AL12

```

3 FORMAT(1X, 'КОЭФФИЦИЕНТЫ СМЕЩЕНИЯ КОЛЕС:')

\*X1 = ', F7.3,' X2 = ', F7.3/

\*УГОЛ ЗАЦЕПЛЕНИЯ AL12 = ', F8.4)

C  
C ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ КОЛЕС И ХАРАКТЕРИСТИКА  
C ЗАЦЕПЛЕНИЙ.

```

CALL DGMTZK(3.0, 20.0, 0.0, X1, 0.0, D1, S1, DB1, SB1, DA1, SA1, DF1)

```

```

CALL DGMTZK(3.0, 51.0, 0.0, X2, 0.0, D2, S2, DB2, SB2, DA2, SA2, DF2)

```

```

CALL DGMZPC(3.0, 20.0, 51.0, 0.0, X1, X2, 20.0, 0.0)

```

```

CALL DGMZVN(3.0, 51.0, 122.0, X2, 0.0, 25.0, 75.0, 0.17, 83.8, 0.0)

```

C  
C РАСЧЕТ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

BETA = PI \* (SKW - 1.) / (SKW + 1.)

FIU = (PI - BETA) \* 0.4

FIV = FIU

FID = (PI - BETA) \* 0.2

SK = FIU / PI

DATA W1/3.0, DSMAX/0.06/

WO = DSMAX \* W1 \*\* 2 / (2.0 \* SK \*\* 2)

DFI = FIU / 10.0

FI = -DFI

DO 5 K = 1, 26

FI = FI + DFI

FIK(K) = FI

IF(FI, LE, FIU) AO = WO

IF(FI, GT, FIU, AND, FI, LT, (FIU + FID)) AO = 0.0

IF(FI, GT, (FIU + FID)) AO = -WO

IF(FI - FIU) 25, 26, 26

25 PSI = FI

SMAX = 0.0

GO TO 27

26 PSI = FI - (FIU + FID)

SMAX = 2.0 \* WO \* (SK / W1) \*\* 2

27 AT(K) = AO \* COS(PHI / SK)

VT(K) = AO \* SK / W1 \* SIN(PHI / SK)

ST(K) = AO \* (SK / W1) \*\* 2 \* (1.0 - COS(PHI / SK)) + SMAX

5 CONTINUE

CALL DPRFPL(26, PI/3.0, W1, FIK, AT, VT, X, Y, RK, DLT, ROK, RKSH)

WRITE(3, 6)

6 FORMAT(1X, 'КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИЖЕНИЯ

\*ГОЛКАТЕЛЯ' 5X, 'FIK', 8X, 'AT', 8X, 'VT', 8X, 'ST')

WRITE(3, 7)(FIK(K), AT(K), VT(K), ST(K), K = 1, 26)

7 FORMAT(1X, 4F10.4)

WRITE(3, 8)RKSH

8 FORMAT(1X// 'РАДИУС КУЛАЧКОВОЙ ШАЙБЫ - RKSH = ', F7.4//)

WRITE(3, 9)

9 FORMAT(1X, 'ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОФИЛЯ КУЛАЧКА//

\*5X, 'FIK', 7X, 'X', 9X, 'Y', 9X, 'RK', 7X, 'DLT', 7X, 'ROK')

WRITE(3, 4)(FIK(K), X(K), Y(K), RK(K), DLT(K), ROK(K), K = 1, 26)

4 FORMAT(1X, 6F10.4)

С

## С КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА МАНИПУЛЯТОРА.

```

DF = 2.0 * PI/36.0
F = -DF
XC = -ROC * SIN(DELTA)
YC = ROC * COS(DELTA)
DO 30 K = 1, 37
F = F + DF
FI1(K) = F
XA = ROA * COS(F)
YA = ROA * SIN(F)
CALL DPRM1(XA, YA, XC, YC, R2, RCB, -1.0, 2.0, FI2(K),
*FICB(K), XB(K), YB(K))
XD = XC + RCD * COS(FICB(K) + PI)
YD = YC + RCD * SIN(FICB(K) + PI)
CALL DPRM2(XD, YD, 0.0, 0.0, H5 + YC, 0.0, RDE, 0.0, PID2, 2.0,
*XE(K), YE, FIDE(K))
VA = W1 * ROA
ALA = F + PID2
CALL DSKOR1(R2, FI2(K), RCB, FICB(K), VA, ALA, 0.0,
*0.0, 2.0, VBA, ALBA, VEC, ALBC, VB, ALB, W2(K), W3(K))
VD = RCD * ABS(W3(K))
ALD = DUGL3(FICB(K) + PI, PID2, W3(K))
CALL DSKOR2(VD, ALD, 0.0, 0.0, RDE, FIDE(K), 0.0, 2.0,
*VED, ALED, VEG, ALEG, VE(K), ALE(K), W4(K))
AA = W1 ** 2 * ROA
BA = F + PI
CALL DUSKR1(AA, BA, 0.0, 0.0, R2, FI2(K), RCB, FICB(K),
*W2(K), W3(K), 2.0, ABAT, BBAT, ABCT, BBCT, AB, BB,
*E2(K), E3(K))
AD = RCD * SQRT(W3(K) ** 4 + E3(K) ** 2)
BD = DUGL3(FICB(K) + PI, PI - ATAN(ABS(K))/W3(K) ** 2)
*E3(K))
CALL DUSKR2(AD, BD, 0., 0., 0., RDE, FIDE(K), W2(K),
*0.0, 2.0, AEDT, BEDT, AEG, BEG, E4(K), AE(K), BE(K))

```

С

С ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ  
С МАНИПУЛЯТОРА

```

DATA G/9.81/, ML/50.0/, AAA/2.0/
M4 = ML * RDE
M5 = 2.0 * M4
M3 = 2.0 * RCD * ML
M2 = ML * R2
IS4 = M4 * RDE ** 2
IS3 = M3 * (2.0 * RCD) ** 2
IS2 = M2 * R2 ** 2
IS1 = (ML * ROA) * ROA ** 2
IF (W3(K))15, 16, 16
15 FS = 2000.0
GO TO 17
16 FS = 400.0
17 CALL DSMVKT(FS, PI, 2. * G * M4, -PID2, F5, G5)
XS4 = XD + 0.3 * RDE * COS(FIDE(K))
YS4 = YD + 0.3 * RDE * SIN(FIDE(K))
CALL DNMAF2(XD, YD, XE(K), YE, 0., XS4, YS4, G * M4, -PID2,
*XE(K), YE, F5, G5, 0.0, 0.0, 2.0, F43(K), G43(K), F45(K),
*G45(K), F50(K), G50(K), H50)
CALL DSMVKT(F43(K), G43(K), G * M3, -PID2, F3, G3)
T3 = DMOONT(0.85 * RCD, FICB(K) + PI, F43(K), G43(K))
CALL DNMAF1(XA, YA, XB(K), YB(K), XC, YC, XA + 0.5 * R2 *
*COS(FI2(K)), YA + 0.5 * R2 * SIN(FI2(K)), G * M2, -PID2,

```

\*XC + 0.15 \* RCD \* COS(FICB(K) + PI), YC + 0.15 \* RCD \* SIN(FICB  
 \*(K) + PI), F3, G3, 0.0, T3, 2.0, F21(K), G21(K), F23(K),  
 \*G23(K), F30(K), G30(K)  
 M1(K) = DMOMNT(ROA, F11(K), F21(K), G21(K))

C  
 C ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРИВЕДЕННОГО МОМЕНТА ИНЕРЦИИ  
 CALL DSMVKT(VD, ALD, ABS(W4(K)) \* 0.3 \* RDE, ALED, VS4, ALS4)  
 CALL DSMVKT(VA, ALA, ABS(W2(K)) \* R2/2.0, ALBA, VS2, ALS2)  
 IPR(K) = (M5 \* VE(K) \*\* 2 + M4 \* VS4 \*\* 2 + IS4 \* W4(K) \*\* 2 + M3 \*  
 \*(W3(K) \* 0.15 \* RCD) \*\* 2 + (IS3 + M3 \* (0.15 \* RCD) \*\* 2) \*  
 \*W3(K) \*\* 2 + M2 \* VS2 \*\* 2 + IS2 \* W2(K) \*\* 2)/W1 \*\* 2  
 30 C CONTINUE

C  
 C ОПЕРАТОРЫ ВЫВОДА ИНФОРМАЦИИ НА ПЕЧАТАЮЩЕЕ  
 C УСТРОЙСТВО

WRITE(3, 10)  
 10 FORMAT(1X, 'КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА',  
 \*'МАНИПУЛЯТОРА'//5X,  
 \*'ЛИНЕЙНЫЕ И УГЛОВЫЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ЗВЕНЬЕВ'/  
 \*3X, 'F11', 5X, 'F12', 6X, 'FICB', 6X, 'XE', 6X, 'FIDE',  
 \*6X, 'XB', 7X, 'YB'/)  
 WRITE(3, 11)(F11(K), F12(K), FICB(K), XE(K),  
 \*FIDE(K), XB(K), YB(K), K = 1, 37)  
 WRITE(3, 12)  
 11 FORMAT(7F9.4)  
 12 FORMAT(5X//'ЛИНЕЙНЫЕ И УГЛОВЫЕ СКОРОСТИ ЗВЕНЬЕВ'/  
 \*3X, 'F11', 6X, 'W2', 7X, 'W3', 7X, 'VE', 7X, 'ALE', 6X,  
 \*'W4'/)  
 WRITE(3, 13)(F11(K), W2(K), W3(K), VE(K), ALE(K),  
 \*W4(K), K = 1, 37)  
 13 FORMAT(6F9.4)  
 WRITE(3, 14)  
 14 FORMAT(5X//'ЛИНЕЙНЫЕ И УГЛОВЫЕ УСКОРЕНИЯ ЗВЕНЬЕВ'/  
 \*3X, 'F11', 6X, 'E2', 7X, 'E3', 7X, 'E4', 7X, 'AE', 7X, 'BE'/)  
 WRITE(3, 15)(F11(K), E2(K), E3(K), E4(K), AE(K),  
 \*BE(K), K = 1, 37)  
 WRITE(3, 18)  
 18 FORMAT('//ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ'/  
 \*'ПАРАХ МЕХАНИЗМА МАНИПУЛЯТОРА'//10X,  
 \*'ВЕЛИЧИНЫ УСИЛИЙ И МОМЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ'/  
 \*4X, 'F11', 5X, 'F43', 6X, 'F45', 6X, 'F50', 6X, 'F30', 6X,  
 \*'F23', 6X, 'F21', 6X, 'M1')  
 WRITE(3, 19)(F11(K), F43(K), F45(K), F50(K), F30(K),  
 \*F23(K), F21(K), M1(K), K = 1, 37)  
 19 FORMAT(F8.3, 6F9.1, F8.1)  
 WRITE(3, 20)  
 20 FORMAT(/10X, 'НАПРАВЛЯЮЩИЕ УГЛЫ ВЕКТОРОВ СИЛ'/  
 \*4X, 'F11', 5X, 'G43', 6X, 'G45', 6X, 'G50', 6X, 'G30',  
 \*6X, 'G23', 6X, 'G21')  
 WRITE(3, 21)(F11(K), G43(K), G45(K), G50(K), G30(K),  
 \*G23(K), G21(K), K = 1, 37)  
 21 FORMAT(F8.3, 6F9.3)

C  
 C РЕШЕНИЕ УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ МЕХАНИЗМА МАНИПУЛЯТОРА  
 CALL DZKNDV(37, 37.0, W1, IS1, M1, IPR, AAA, AS, ASUM, EV,  
 \*DEC, WPR, EPR)

C  
 C ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТА ИНЕРЦИИ МАХОВИКА  
 CALL DMHVK(37, 0.01, IS1, W1, DEC, AAA, IMH)  
 CALL DZKNDV(37, 37.0, W1, IS1 + IMH, M1, IPR, AAA, AS, ASUM,  
 \*EV, DEC, WPRM, EPRM)

```
WRITE(3, 22)
22 FORMAT(//IX, 'РЕЗУЛЬТАТЫ РЕШЕНИЯ УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ /
*8X, 'МЕХАНИЗМА МАНИПУЛЯТОРА'/
*2X, 'F11', 4X, 'IPR', 5X, 'AS', 4X, 'ASUM', 4X, 'EV', 5X,
*'DEC', 3X, 'WPR', 5X, 'EPR', 2X, 'WPRM', 4X, 'EPRM'/)
WRITE(3, 23)(F11(K), IPR(K), AS(K), ASUM(K), EV(K),
*DE3(K), WPR(K), EPR(K), WPRM(K), EPRM(K), K = 1, 37)
WRITE(3, 24)IMH
24 FORMAT(//IX, 'МОМЕНТ ИНЕРЦИИ МАХОВИКА — IMH = ', F7.2)
23 FORMAT(F6.3, 5F7.1, F7.2, F8.2, F6.2, F8.2)
STOP
END
```

## СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

---

### *Основная литература*

1. *Заблонский К. И., Белоконев И. М., Шекин Б. М.* Теория механизмов и машин.— К., 1989.

### *Дополнительная литература*

2. *Артоболовский И. И.* Теория механизмов и машин.— М., 1975.
3. *Белоконев И. М.* Механика машин. Расчеты с применением ЭЦВМ.— К., 1978.
4. *Кожевников С. Н.* Теория механизмов и машин.— М., 1972.
5. *Левитский Н. И.* Теория механизмов и машин.— М., 1979.
6. *Попов С. А.* Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин.— М., 1986.
7. *Теория механизмов и машин / К. В. Фролов, С. А. Попов, А. К. Мусатов и др.;* Под ред. К. В. Фролова.— М., 1987.

Введение	3
<b>РАЗДЕЛ I. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ПРИМЕНЕНИЯ МЕТОДОВ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРИ РЕШЕНИИ ЗАДАЧ ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН</b>	<b>5</b>
<i>Глава 1. Сведения о программировании и структура программ</i>	5
1.1. Основные принципы использования ЭВМ при решении задач теории механизмов и машин	5
1.2. Алгоритм и его схема	6
1.3. Алгоритмический язык ФОРТРАН	7
1.4. Подпрограммы ФОРТРАНа	11
1.5. Структура программы ФОРТРАНа	12
<i>Глава 2. Операторные функции и их реализация</i>	
2.1. Понятие операторной функции	14
2.2. Базовые и вычислительные алгоритмы	16
2.3. Операторные функции вычислительных алгоритмов и их реализация алгоритмическим языком	17
2.4. Принципы записи алгоритмов с использованием операторных функций	24
<b>Раздел II. АЛГОРИТМЫ СИНТЕЗА И АНАЛИЗА МЕХАНИЗМОВ И ПРОГРАММЫ ИХ РЕАЛИЗАЦИИ</b>	<b>29</b>
<i>Глава 3. Синтез механизмов с низшими кинематическими парами</i>	29
3.1. Шарнирный четырехзвенный механизм	29
3.2. Кривошипно-ползунный механизм	40
3.3. Кривошипно-кулисный механизм	41
<i>Глава 4. Кинематический анализ плоских механизмов с низшими кинематическими парами</i>	42
4.1. Основные задачи анализа	42
4.2. Определение линейных и угловых перемещений звеньев структурных групп второго класса	42
4.3. Определение скоростей звеньев структурных групп	48
4.4. Определение ускорений звеньев структурных групп	56
4.5. Алгоритмы кинематического расчета многозвенных механизмов с низшими кинематическими парами и их реализация	66

<b>Глава 5. Кинематический анализ и синтез кулачковых механизмов</b>	<b>76</b>
5.1. Определение законов движения толкателей кулачковых механизмов	76
5.2. Определение основных размеров плоских кулачковых механизмов	78
5.3. Синтез профиля кулачка плоских механизмов	86
5.4. Структура алгоритмов расчета кулачковых механизмов и их реализация	86
<b>Глава 6. Синтез схем зубчатых механизмов и зацеплений</b>	<b>92</b>
6.1. Применение алгоритмов автоматизированного проектирования при расчетах зубчатых передач	92
6.2. Алгоритм синтеза многосателлитных планетарных зубчатых механизмов	93
6.3. Алгоритмы определения коэффициентов смещений зубчатых колес с заданными эксплуатационными свойствами	100
6.4. Алгоритмы геометрических расчетов передач зацеплением	108
<b>Глава 7. Силовой расчет механизма</b>	<b>119</b>
7.1. Задачи расчета	119
7.2. Принципы составления алгоритмов расчета механизмов с низшими парами	120
7.3. Алгоритмы расчета двухзвенных структурных групп	122
7.4. Алгоритмы расчета многозвенных механизмов с низшими кинематическими парами и их реализация	135
7.5. Расчет кулачковых и зубчатых механизмов	138
7.6. Расчет входного звена механизма	141
<b>Глава 8. Динамический расчет механизма</b>	<b>143</b>
8.1. Задачи динамического расчета	143
8.2. Формы записи уравнения движения механизма	144
8.3. Алгоритм численного метода решения уравнения движения механизма	148
8.4. Определение момента инерции маховика	152
8.5. Определение размеров маховика и выбор места его установки	156
<b>Раздел III. КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ</b>	<b>159</b>
<b>Глава 9. Методические указания</b>	<b>159</b>
9.1. Цель и задачи курсового проектирования	159
9.2. Объем курсового проекта	160
9.3. Единицы физических величин и их применение в курсовом проектировании	162
9.4. Оформление курсового проекта	163
9.5. Применение системы автоматизированных расчетов при курсовом проектировании	164
9.6. Рекомендации по проведению расчетов геометрического синтеза механизмов	167
9.7. Рекомендации по проведению расчетов при кинематическом анализе рычажного механизма	171
9.8. Рекомендации по проведению силовых расчетов рычажных механизмов	173
9.9. Рекомендации по проведению динамического расчета механизма	176
<b>Глава 10. Пример выполнения курсового проекта с использованием САРКП-ТММ</b>	<b>176</b>
10.1. Анализ исходных данных к проектированию	176
10.2. Определение геометрических размеров звеньев механизма манипулятора	177



10.3. Синтез зубчатого механизма и геометрический расчет зубчатых колес	179
10.4. Определение геометрических размеров кулачкового механизма	184
10.5. Кинематический расчет механизма манипулятора	187
10.6. Определение реакций в кинематических парах механизма манипулятора	191
10.7. Динамический расчет механизма	195
10.8. Общее описание программы реализации алгоритма механизма питателя	198

*Список рекомендуемой литературы*

205

Учебное пособие

*Белоконев Игорь Максимович*

**ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ  
И МАШИН.  
МЕТОДЫ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО  
ПРОЕКТИРОВАНИЯ**

Переплет художника *Г. М. Балюна*

Художественный редактор *С. П. Духленко*

Технический редактор *А. Н. Омоховская*

Корректор *И. Е. Бей*

ИБ № 13429

Сдано в набор 13.06.89. Подписано в печать 29.01.90. Формат 60×90<sup>1/16</sup>. Бум. тип. № 2. Гарнитура литературная. Высокая печать. Усл. печ. л. 13. Усл. кр.-отт. 13. Уч.-изд. л. 14,75. Тираж 7000 экз. Изд. № 8280. Заказ № 9—3156. Цена 80 к.

Издательство «Выща школа», 252054, Киев-54, ул. Гоголевская, 7.

Отпечатано с матриц Головного предприятия РПО «Полиграфкнига», 252057, Киев-57, ул. Довженко, 3 в Киевской книжной типографии научной книги, 252004, Киев 4, ул. Репина, 4. Зак. 0-126.