МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ

ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ

«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Теоретическая и прикладная механика»

**КОМПЛЕКСНЫЙ АНАЛИЗ   
ШАРНИРНО-РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА**

Методические указания к курсовой работе

по теории механизмов и машин,

прикладной механике

Ростов-на-Дону  
ДГТУ   
2022

УДК 621.01.(075.8)

*Рецензент*

канд. техн. наук, доцент *Ю.В. Смирнов*

Составители: О.А. Полушкин, О.О. Полушкин

Комплексный анализ шарнирно-рычажного механизма: метод. указания к курсовой работе по теории механизмов и машин и прикладной механике. – Ростов-на-Дону: Донской гос. техн. ун-т, 2022. – 22 с.

Методические указания содержат постановку задач, исходные данные, объём и последовательность выполнения соответствующего раздела курсовой работы по теории механизмов и машин и прикладной механике для специальностей: 230501, 230502, 150303, 150305, 160303, 220302, 240304, 270304, 130303.

УДК 621.01.(075.8)

Печатается по решению редакционно-издательского совета

Донского государственного технического университета

Научный редактор – д-р техн. наук, профессор В.П. Жаров

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |
|  |  |
|  |  |

|  |  |
| --- | --- |
|  | © Донской государственный  технический университет, 2022 |

1. Введение

Комплексный анализ шарнирно-рычажного механизма машины предусматривает его структурное, кинематическое и силовое исследование.

Целью структурного анализа является установление класса и порядка механизма, предопределяющих методы его последующего кинематического и динамического исследования. Исходной для проведения структурного анализа служит задаваемая схема шарнирно-рычажного механизма; содержание этого анализа сводится к выявлению всех составляющих структуры механизма и их классификации; результатом анализа является формула строения исследуемого механизма, позволяющая установить метод и последовательность проведения кинематического и силового анализа всех выделенных составляющих структуры рассматриваемого механизма [1].

Задания на курсовую работу предусматривают рассмотрение механизмов только второго класса с различного вида формулами строения.

Целью кинематического анализа является изучение движения исследуемого механизма без учета усилий, обуславливающих это движение. Исходными для проведения такого анализа являются кинематическая схема исследуемого механизма и закон движения его входного звена; содержание исследования сводится к определению недостающих параметров кинематической схемы механизма (по необходимости) и решению задач о положениях, скоростях и ускорениях звеньев механизма и их отдельных точек различными методами (графическим, графоаналитическим и аналитическим); результатами этого исследования являются положения звеньев и траектории движения их отдельных точек за цикл работы механизма, угловые скорости и ускорения звеньев, линейные скорости и ускорения их характерных точек в любых положениях исследуемого механизма [2].

Кинематический анализ составляющих структуры исследуемого механизма проводится в порядке их следования в формуле его строения.

Целью силового анализа механизма является определение усилий, действующих на его звенья при заданных законах их движения; исходными для его выполнения являются инерционно-массовые характеристики звеньев, рабочие усилия на них и результаты кинематического анализа механизма; содержание такого анализа сводится к определению внешних и инерционных усилий на звенья механизма, нахождению усилий (реакций) во всех его кинематических парах и нахождению уравновешивающего усилия в любом положении исследуемого механизма графоаналитическим и аналитическим методами; результатами силового анализа являются отмеченные реакции и уравновешивающее усилие в исследуемых положениях, используемые для последующих прочностных расчетов его звеньев и кинематических пар, для расчета мощности приводного двигателя для рабочей машины или мощности нагрузки машины-двигателя, в состав которой входит исследуемый механизм [3].

Силовой анализ составляющих структуры механизма проводится в порядке, обратном их следованию в формуле его строения.

Ниже, на примере конкретного механизма, изложена методика его комплексного анализа в объеме, необходимом для курсовой работы. Изложение осуществлено в форме непосредственной реализации графической и расчетно-пояснительной частей работы над листом. Последующий текст настоящих методических указаний, написанный нормальным шрифтом, может быть использован при составлении расчетно-пояснительной записки при комплексном анализе любого шарнирно-рычажного механизма (для любого задания). Текст, представленный курсивом, относится только к рассматриваемому в качестве примера механизма со всеми данными к его исследованию.

**2. Комплексный анализ шарнирно-рычажного механизма**

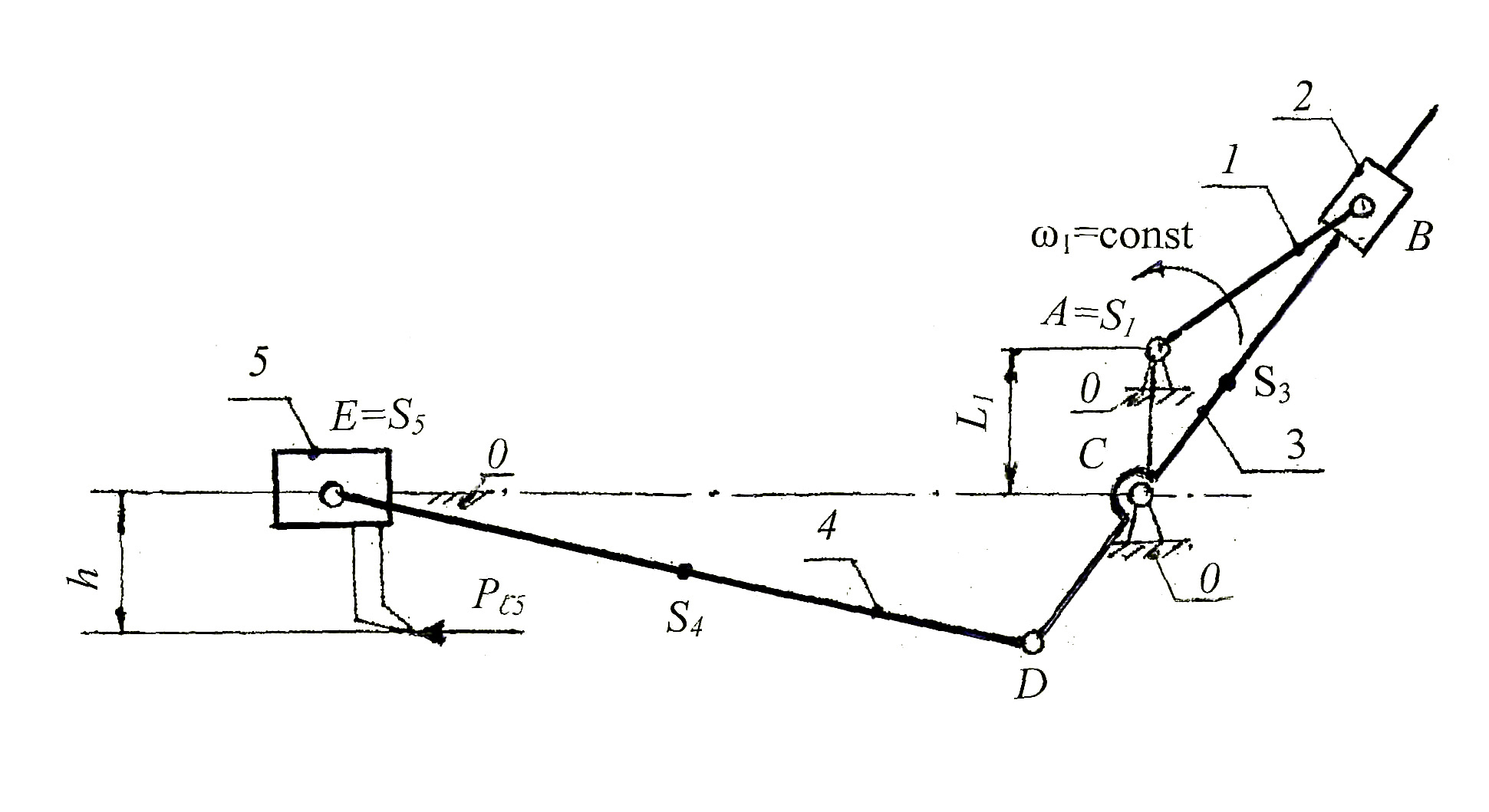
2.1. Теоретические основы анализа

*(Излагается материал введения к настоящим указаниям, по необходимости дополненный методическими сведениями по структурному, кинематическому и динамическому анализу механизмов из лекций, учебников, учебных пособий, рассматривающих эти вопросы.)*

2.2. Данные для выполнения листа *(принимаются в соответствии с индивидуальным заданием на выполнение курсовой работы).*

2.2.1. Кинематическая схема механизма *(приводится заданная схема)*

2.2.2. Частота вращения звена 1 *n*1 = *48* мин-1.



2.2.3. Длина звеньев, расстояния между неподвижными опорами, положения центров масс звеньев и дополнительные условия для нахождения параметров кинематической схемы механизма: *ход звена 5 – S=180 мм; L1=50 мм; DE/DC=3; CS3/CD =0,5; DS4/DE=0,12; коэффициент изменения скорости хода K=3.*

2.2.4. Массы звеньев: *m*1 = *4* *кг*; *m*2 = *0* *кг*; *m*3 = *7* *кг*; *m*4 = *10* *кг*; *m*5 = *45* *кг*.

2.2.5. Центральные моменты инерции звеньев: *IS*1=*0,1 кг∙м*2; *IS*2=*0* *кг∙м*2;   
*IS*3=*0,2* *кг∙м*2; *IS*4=*1* *кг∙м*2; *IS*5=*0* *кг∙м*2.

2.2.6. Значение силы сопротивления *PC*5=*1500* *Н*; плечо ее приложения *h* =*120* *мм*.

2.3. Структурный анализ механизма

2.3.1. Определяем наименования звеньев:

0 – стойка, 1 – *кривошип*, 2 – *кулисный камень*, 3 – *кулиса-кривошип*,   
4 – *шатун*, 5 – *ползун*.

2.3.2. Выделяем кинематические пары и классифицируем их:

*А*(0,1); *В*1(1,2); *В*2(2,3); *C*(0,3); *D*(3,4); *Е*1(4,5); *E*2(0,5).

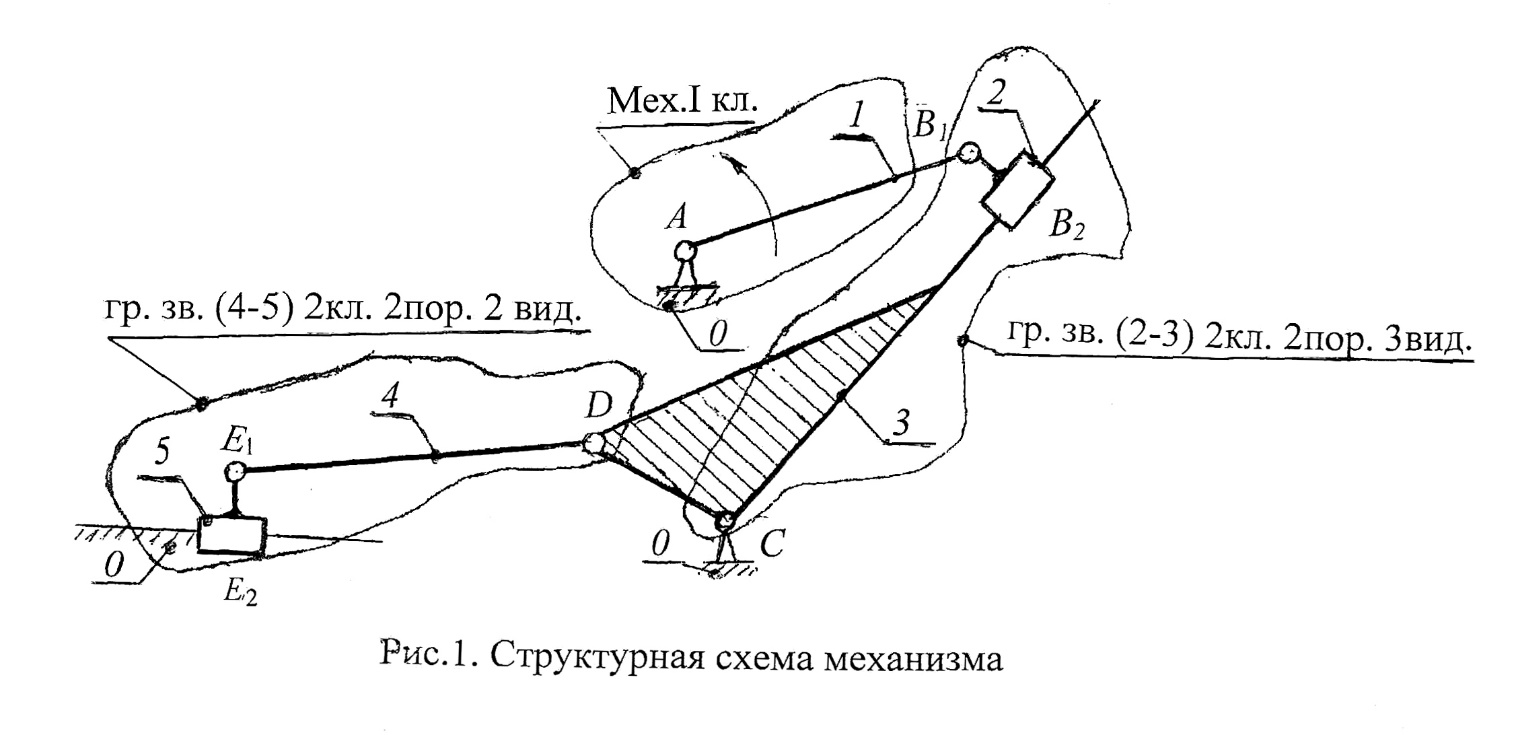
Все кинематические пары низшие, 5-го класса.

2.3.3. Определяем степень подвижности механизма:

*W* = 3*n*–2*p*5*– p*4*=* 3·5 – 2·7 – 0 = 1,

где *n* = 5 – число подвижных звеньев; *p*5= 7 – число кинематических пар 5-го класса; *p*4= 0 – число кинематических пар 4-го класса.

2.3.4. Строим структурную схему заданного механизма, расчленяем ее на механизмы первого класса и структурные группы *(строится по заданной кинематической схеме механизма)*.



2.3.5. Определяем класс и порядок механизма:

исследуемый механизм имеет II класс, 2-й порядок.

2.3.6. Записываем формулу строения исследуемого механизма:

мех-м II = мех-м I (0,1) → *гр II(2,3), 3вид → гр II(4,5), 2вид.*

2.3.7. Заключение структурного анализа исследуемого механизма:

Так как исследуемый механизм имеет второй класс, второй порядок, для его последующего кинематического исследования используем метод геометрических мест (метод засечек) для графического решения задачи о положениях; метод планов скоростей и ускорений для графоаналитического решения задач о скоростях и ускорениях; метод замкнутых векторных контуров для аналитического решения задачи о положениях; метод численного дифференцирования для аналитического решения задач о скоростях и ускорениях. Для силового анализа исследуемого механизма используется графоаналитический метод планов сил (метод Бруевича) и его аналитический аналог [4].

2.4. Кинематический анализ механизма

2.4.1. Определение недостающих параметров кинематической схемы механизма. *(Проводится по необходимости. Если все параметры кинематической схемы заданы, это указывается в п. 2.4.1. Методика определения недостающих параметров схемы представлена в задании на проектирование.)*

*В соответствии с заданием и* [4] *находим* φ1 = **180** / (К + **1**) = **180** / (*3* + **1**) = *45***º**, *а из* ∆*AB*0*C* → *lАВ* = *lАВ0* *=L*1 */* φ1 *= 0,05* /  *45***º**= *0,0707 м;   
lDC = LDоC = 0,5S =0,5∙180 = 90 мм = 0,09 м; lCS3 = 0,5∙lDC = 0,5∙0,09 = 0,045 м;   
lDE = (DE / DC)∙lDC = 3∙0,09 = 0,27 м; lDS4 =0,12∙lDE =0,12∙0,27 = 0,0324 м.*

2.4.2. Построение планов положений механизма (*см. Приложение 1*)

Построение ведем в масштабе μ*l* = 0,001 . Длины отрезков, изображающих заданные и/или найденные длины звеньев механизма:

*AB = lAB /* μ*l = 0,0707 / 0,001 = 70,7 мм; AC = L*l */* μ*l*= *0,05* / 0,001 = *50* *мм*;   
*CD* = *lCD /* μ*l = 0,09* / *0,001* = *90* *мм*; *DE* = *lDE /* μ*l = 0,27 / 0,001 = 270 мм;*   
*CS*3 = *lCS3 /* μ*l = 0,045 / 0,001 = 45 мм; DS*4 = *lDS4 /* μ*l = 0,0324 / 0,001 = 32,4 мм.*

При построении кинематической схемы механизма сначала наносим на чертеже все неподвижные опорные элементы, затем вычерчиваем траекторию точки *В* кривошипа. Далее анализом определяем начальное (нулевое) положение этого кривошипа, соответствующее началу рабочего хода исполнительного звена 5 механизма. В рассматриваемом случае начальное положение *AB*0 входного звена *AB* определяется *рисунком, иллюстрирующим расчеты по п. 2.4.1 (производится обоснование начального положения заданного механизма).* От точки *B*0 окружность кривошипа разбиваем на 12 равных частей; точки деления обозначаем как 0…11 в направлении вращения кривошипа. Строим мгновенные положения *ABi* кривошипа; мгновенные положения остальных звеньев механизма в каждом *i*-ом положении звена 1 строим методом засечек (геометрических мест) [2] в тонких линиях без изображения кулисных камней и ползунов. В заданном (не нулевом) положении механизма для его кинематического и силового анализа схему вычеркиванием жирными линиями, введя все обозначения звеньев и шарниров в соответствии с заданием.

2.4.3. Построение планов скоростей для нулевого и задаваемого положения № 1 механизма (*см. Приложение 1*)

Для построения плана скоростей механизма 1-го класса находим скорость точки *В*1 кривошипа (звено 1):

*VB*1 = ω1*lAB* = *lAB* = ∙*0,0707 = 0,35 м∙с-1.*

Так как отрезок , изображающий *B*1 на плане скоростей, должен составлять не менее 50 *мм*, принимаем = *50* *мм* и находим масштаб планов скоростей как:

μv *= VB*1 */ = 0,35 / 50 = 0,007 м∙с-1*/*мм.*

Вектор , перпендикулярный *ABi* и направленный в сторону ω1, представляет собой план скоростей звена 1 в каждом *i*-ом положении механизма.

Для групп звеньев (2,3) – (3 вид) – имеем систему векторных уравнений [2]:

*B*3 *= B*2 *+ B*3*B*2; *B*3 *= С* *+ B*3*С* },

где *B*3 – *абсолютная скорость точки B3 звена 3 группы, совпадающей с центром шарнира В, образованного звеньями 1 и 2 (отчего B*2 *= B*1 *и на планах скоростей рассматриваемого механизма b*2 *≡ b*1*); B*3*B*2 *║ ВС*; С *=* **0**; B3С *ВС.*

Решаем эту систему, строя из *pv*правые части её уравнений.

Определяем вектор, изображающий скорость точки, в которой присоединяется к механизму группа звеньев (4,5) – *точки D звена 3 в рассматриваемом примере. Для этого используем пропорцию:*

** ***35∙(90/50)*** = ***63*** *мм – для нулевого положения механизма и* ***38∙(90/75)***= ***46*** *мм – для первого положения механизма. В этих расчетах – отрезок на плане скоростей; CD и BC – отрезки на планах соответствующих положений механизма, мм. Найденные откладываем на планах скоростей на продолжениях .*

Для групп звеньев (4,5) – (*2 вид*) – имеем систему векторных уравнений [2]:

*E*4 *= E*5 *= D* *+ E*4*D*; *E*4 *= E*5 *= E*0 *+ E*5*E*0},

*где* *E*4 *= E*5 – *абсолютная скорость постоянно совпадающих в шарнире, образованном звеньями 4 и 5, точек E4 и E5 этих звеньев;E*4*D* *DE; E0* = 0;  
 *E*5*E*0 *– горизонтальная прямая линии хода ползуна 5.*

Решая эту систему, строим из *pv*правые части её уравнений.

Используя построенные планы скоростей механизма, находим угловые скорости вращения звеньев механизма:

ω2 = ω3 = *VB*3*C* /*lBC* = ∙μ*v* / *BC*∙μ1 = *(****0,007*** */* ***0,001****)*∙( / *BC*) = *7* / *BC*;

ω4 = *VED* / *lDE* = ∙μ*v* / *lDE* = *(****0,007*** */* ***0,27****)* = ***0,026***,

где = – отрезки планов скоростей, *мм*; *BC – отрезок из планов положений механизма.*

Расчет значений угловых скоростей сводим в табл. 1.

Определяя направления угловых скоростей звеньев в соответствии с [2], показываем их круговой стрелкой на соответствующих планах положений механизма на листе.

2.4.4. Построение планов ускорений механизма (*см. Приложение 1*)

Таблица 1

Расчет угловых скоростей звеньев

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Положения механизма | , *мм* | *BC, мм* | ω2 = ω3, *с-*1 | *, мм* | ω4, *с-*1 |
| 0 | *35* | *50* | *4,90* | *64* | *1,66* |
| 1 | *38* | *75* | *3,55* | *42* | *1,09* |

Абсолютное ускорение точек *B*1 *≡ B*2при ω1 = const:

*B*1 = *B*2 = = 2*lAB* = ()2∙*0,0707 = 1,79 м∙с-²*.

Направлено это ускорение от точки *В* к точке *А* кривошипа в каждом положении механизма. Изображая на планах ускорений механизма *B*1 = *B*2 отрезком  
 = *60* мм, будем иметь масштаб планов ускорений μ*а* = *aB*1/= ***1,79*** */* ***60*** *=*

*=* ***0,02983*** *≈* ***0,03*** *м∙с–² / мм.*

Для групп звеньев (2,3) имеем систему векторных уравнений (группа 3-го вида – [2]):

*B*3 = *B*2 + + B3B2; *B*3 = *С* + + },

*где B2 = B1 – построенный вектор, = 2ω2∙VB3B2 = 2ω2 μv=0,014ω2∙ – ( – отрезок плана скоростей, мм; ω2 – из табл. 1); B3B2║ВС; С = 0;  
 = lBС = ∙BC∙μ1 =* ***0,001****∙BC∙ – (BC и ω3 – из табл. 1). Отрезки (мм), изображающие рассчитанные ускорения на планах:  
 = / μа = /* ***0,03*** *=* ***33,3****; B3C= / μа = /* ***0,03*** *=   
=* ***33,3****.*

Расчеты по приведенным выше соотношениям для заданных положений механизма приведены в табл. 2.

Таблица 2

Расчет слагаемых векторов ускорений

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Положения механизма | ω2 = ω3,*с*-1 | *,  мм* | , *м∙с*-² | *BC, мм* | ,  *м∙с*-² | *,*  *мм* | *B*3C*, мм* |
| 0 | *4,90* | *35* | *2,40* | *50* | *1,22* | *80* | *41* |
| 1 | *3,55* | *32* | *1,72* | *75* | *0,95* | *57* | *32* |

В соответствии с [2] строим планы ускорений группы (2,3) для заданных положений механизма.

Вектор, изображающий ускорение точки, в которой присоединяется группа (4,5), находим по соотношению, полученному при построении планов скоростей: = *∙CD* / *BC*, в котором – отрезок (в *мм*) построенного плана ускорений группы (2,3) в заданном положении механизма. Для рассматриваемого механизма находим: = ***57****∙(****90****/****50)*** *=* ***103*** *мм* – *для нулевого положения*;   
 = ***37∙(90/75)***= ***44*** *мм* – *для первого положения*. *Строим на планах ускорений векторы = как продолжение отрезков этих планов.*

Для групп звеньев (4,5) имеем систему векторных уравнений (группа 2-го вида – [2]):

*E*4 = *E*5 = *D* + + ; *E*4 = *E*5 = *E*0 + *E*5*E*0 + },

где *D* *изображается на планах ускорений построенным вектором ;* = *lDE* = 0,27; *DE*; *E*0 = 0; = 0;*E*5*E*0 *параллелен линии хода ползуна 5. Отрезки (в мм), изображающие расчетные ускорения на планах:*

*E*4*D* = / μ*а* = / **0,03** = / 0,03 = 33,3 . Расчеты по приведенным выше соотношениям для заданных положений механизма приведены в табл. 3.

Таблица 3

Расчет слагаемых векторов ускорений и угловых ускорений

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Положения механизма | ω4,*с-1* | *,  м∙с-*² | *E*4*D*,  *мм* | *BC, мм* | ,*мм* | *ε*2 *= ε*3*,*  *с-*² | ,*мм* | *ε*4*,*  *с*-² |
| 0 | *1,66* | *0,744* | *25* | *50* | *39* | *23,4* | *71* | *7,88* |
| 1 | *1,09* | *0,321* | *11* | *75* | *20* | *8,0* | *35* | *3,88* |

В соответствии с [2] строим планы ускорений группы (4,5) для заданных положений механизма.

По построенным планам ускорений находим угловые ускорения звеньев механизма:

*ε*1 *= 0, так как* ω1 = const; *ε*2 *= ε*3 *=*  / *lBC* = / BC∙μ*l**=**(****0,03*** */ /****0,001****)*∙ / BC *=* ***30*** / BC; *ε*4 *=* / *lDE* = ∙μ*a*/ *lDE* = = ***0,111***. Расчеты по приведенным соотношениям для заданных положений механизма приведены в табл. 3. Определив, в соответствии с [2], направления угловых ускорений звеньев, указываем их круговыми стрелками на планах положений механизма на листе.

Ускорения центров масс звеньев механизма находим по следующему соотношению:   
*Si* = *i*∙μ*a*, где *i* – отрезки на планах ускорений, изображающие *Si*; *i* – номер звена. Положения *si* на планах ускорений находим с использованием свойств плана ускорений звена [2] с помощью пропорций. Для рассматриваемого механизма будем иметь:

*CS*3 / *CD* = /  = *cd∙CS*3 / *CD* = ***0,5*∙**;  
*DS*4 / *DE =* /  = ∙*DS*4 / *DE =****0,12****∙*; *s*1 ≡ *pv* ; *s*2 ≡ *b*2; s5 ≡ *e*5.

Расчеты по определению положений точек *si* – концов векторов абсолютных ускорений центров масс звеньев для рассматриваемых положений механизма сводим в табл. 4.

Таблица 4

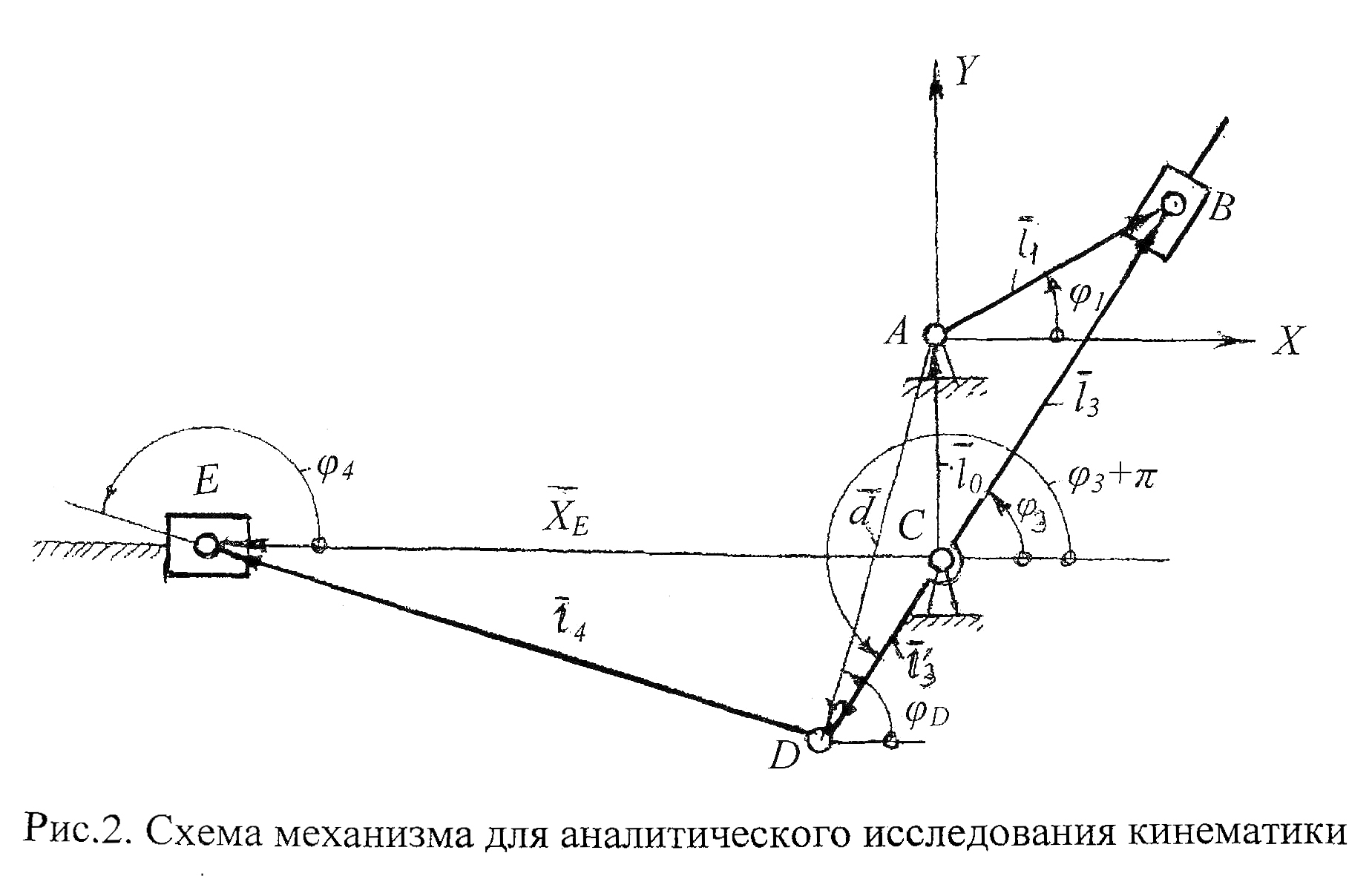
Расчет ускорений центров масс звеньев

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Положения механизма | *, мм* | 3 *= , мм* | *, мм* | *,*  *мм* | *,  мм* | *,  мм* | *aS*3*, м∙с*-² | *aS*4*,*  *м∙с*-² | *aS*5*, м∙с*-² |
| 0 | *103* | *51,5* | *90* | *10,8* | *102* | *129* | *1,55* | *3,06* | *3,87* |
| 1 | *44* | *22* | *38* | *4,6* | *41,5* | *30* | *0,66* | *1,24* | *0,90* |

По результатам этих расчетов строим положения точек *si* для *i* = 1…5 на планах ускорений механизма и определяем для каждого из звеньев *Si* = *i*∙μ*a* = = *0,03*∙*i* расчетами втабл. 4. При этом *S*1= 0, *так как у рассматриваемого механизма* *S1 ≡ А; S2* = ∙μ*a* = ∙μ*a* = *B2* = *B1* = ***1,79*** *м∙с*-² *≈* ***1,8*** *м∙с*-².

2.4.5. Исследование кинематики механизма аналитическим методом

Это исследование сводится, прежде всего, к разработке алгоритма решения задачи о положениях звеньев механизма по методике, изложенной в [2]. Для этого рассмотрим схему механизма с указанием координат положения его звеньев *(в пояснительной записке изображается схема заданного механизма с векторным представлением всех, за исключением ползунов и кулисных камней, его звеньев, с введением отсчитываемых против часовой стрелки углов, образованных этими векторами с положительным направлением оси Х системы координат XAY)*.



Анализируя кинематику группы звеньев (2,3) – имеет 3-й вид – в соответствии с [2], выделяем замкнутый векторный контур *ABCA*, уравнение замкнутости которого представляется как 1 *–* 3 *+* 1 = 0. Проектируя это условие на координатные оси, получаем систему алгебраических уравнений:

– + *L*1 = 0;

– + *L*1 = 0,

решением которой по методике, изложенной в [2], находим:

|  |  |
| --- | --- |
| = ; | (1) |
| φ3 = (+ *L*1)) – | (2) |

– выражения для расчета координат звеньев группы при любом φ1.

Для определения координат точек присоединений следующей группы (точки *D*) рассмотрим замкнутый векторный контур *ACDA* с уравнением замкнутости  
1 *+ –* = 0. Проектируя это уравнение на координатные оси, получаем систему уравнений:

+ *d∙*+ = 0;

+ *d∙*+ = 0,

решением которой находим:

|  |  |
| --- | --- |
| = *d∙*= –; | (3) |
| = *d∙*= *L*1 – – | (4) |

– координаты точки присоединения группы (4,5) как сложные функции φ1.

Анализируя кинематику группы звеньев (4,5) – имеет 2-й вид – выделяем замкнутый векторный контур *ADECA* с уравнением замкнутости *+*4 *– E+* 1= 0. Проектируя последнее на оси *x*,*y*, получаем:

= – + *L*1 = 0;

= – + *L*1 = 0.

Решением этой системы находим:

|  |  |
| --- | --- |
| = – ; | (5) |
| φ4 = . | (6) |

Уравнения (1)…(6) представляют алгоритм решения задачи о положениях звеньев рассматриваемого механизма. Решение задач о скоростях и ускорениях осуществляется на ЭВМ методом численного дифференцирования [2].

2.4.6. Блок-схема алгоритма кинематического анализа механизма на ЭВМ   
(*см. Приложение 2*)

Эту блок-схему изображаем в пояснительной записке. Раскрываем содержание блоков этой схемы: блок 1 –начало расчета; блок 2 – ввод исходных (см. п. 2.2); блок 3 – определение недостающих параметров кинематической схемы механизма (см. п. 2.4.1); блок 4 – расчеты координаты φ10 – угла φ1 (см. рис. к п. 2.4.5) в нулевом положении механизма; блок 5 – организация цикла расчетов по исследуемым положениям *i* = 0…11 механизма; блок 6 – расчет угла поворота входного звена в *i*-м положении механизма; блок 7 – организация цикла расчетов входных координат *k* = 1…*N*, определяющих положение звеньев механизма и их отдельных точек; блок 8 – организация цикла трехкратного расчета каждой из выходных координат *pk* при заданном φ*k*и его малых отклонениях ±Δφ1; блок 9 –расчет выходной координаты *pk* по отдельной подпрограмме, разработанной с помощью алгоритма в п. 2.4.5; блоки 10…17 – реализация алгоритма численного дифференцирования для расчета аналогов скоростей *AVk* и ускорений *AWk* по *k*-й выходной координате; блок 18 – расчет скоростей и ускорений по *k*-й выходной координате; блок 19 – придание координате φ1 исходного её значения; блок 20 – печать результатов по *k*-й выходной координате и возврат расчетов к циклу 7; блок 21 – печать номера исследуемого положения механизма, после чего расчет переходит к циклу 5, с завершением которого расчет переходит к силовому анализу механизма (*см. Приложение 4*) – блок 22.

*(Иллюстрация графической части работы по кинематическому исследованию механизма представлена в Приложении 1.)*

2.5. Силовой анализ механизма графоаналитическим методом (*см. Приложение 3*)

Такой анализ проводим для первого положения механизма, исследованного кинематически в п. 2.4.

2.5.1. Определение усилий, воздействующих на звенья механизма в заданном его положении № 1

Силы веса звеньев – *Gi* = *mig* – прикладываются в центре *Si* масс каждого *i*–го звена и направляются вертикально вниз (*mi* – масса каждого *i*–го звена; *g* – ускорение силы тяжести). Главный вектор сил инерции *i*–го звена – *Ui* = – *miSi* – прикладывается в *Si* и направляется противоположно *Si* – ускорению центра масс *i*–го звена; главный момент сил инерции *i*–го звена – *Ui* = –*ISii* – направлен противоположно *i* – угловому ускорению *i*–го звена. Рабочее усилие *P* = *PC5* приложено к звену 5 механизма, точка его приложения и направления заданы.

Расчеты усилий на звенья механизма в заданном его положении сводим в табл. 5. Значения *aSi* , ε*i* – по данным табл. 3, 4.

2.5.2. Силовой анализ структурной группы (4,5)

Используя построенные планы положений механизма, вычерчиваем группу звеньев (4,5) для исследуемого положения механизма в масштабе μ*l* = 0,001 *м/мм*. Прикладываем к ее звеньям (4,5) все найденные в табл. 5 усилия, обеспечивая их точки приложения и направления.

Реализуя методику силового анализа структурной группы (4,5) – имеет *2-й* вид – представленную в [3], запишем условия равновесия *звена 4 группы* в виде:

= *DE* –*G*4*hG*4 – *PU*4*hPU*4– *MU*4 */* μ*l*  = 0, откуда

*= (G*4*hG*4 + *PU*4*hPU*4+ *MU*4 */* μ*l*) / *DE* = *(****98****∙****236*** *+* ***12,4****∙****207*** *+* ***3,88*** */* ***0,001****) /* ***270*** *= =****109,6*** *Н.*

Таблица 5

Расчет усилий на звенья механизма

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| № звена механизма, *i* | *Gi* = *mig* , *H* | *PUi* = *mia*S*i* , *H* | *MUi* = –*I*S*i*, *H∙м* | *P* = *PC5*, *H* |
| 1 | *4∙9,8 = 39,2* | *4∙0 = 0* | *0,1∙0 = 0* | *0* |
| 2 | *0∙9,8 = 0* | *0∙1,79 = 0* | *0∙8 = 0* | *0* |
| 3 | *7∙9,8 = 68,6* | *7∙0,66 = 4,7* | *0,2∙8 = 1,6* | *0* |
| 4 | *10∙9,8 = 98* | *10∙1,24 = 12,4* | *1∙3,88 = 3,88* | *0* |
| 5 | *45∙9,8 = 441* | *45∙0,9 = 40,7* | *0∙0 = 0* | *1500* |

По условию равновесия *группы*:

=  *+ + U*4 *+* 4 *+* 5 *+ U*5 *+ C*5 + 05 = 0 *строим план сил в масштабе* μ*p* = *7 H / мм, откуда находим:* *R*34 = *224∙7 = 1568 H,   
R*05 = *93∙7 = 651 H*.

По условию равновесия *звена 5*: = *R*05∙*h*05 *– PС*5*h* = 0, находим

*h*05 *= PС*5*h* / *R*05= ***1500****∙****120*** */* ***651*** *=* ***276*** *мм.*

По условию равновесия *звена 4*: = 34 *+ U*4 *+* 4 *+* 54 = 0, *строим план сил, совмещая его с планом сил группы, откуда находим* 54 = – 45 = *222∙7 =*

*=1554 H*.

2.5.3. Силовой анализ структурной группы (2,3)

Вычерчиваем группу звеньев (2,3) в масштабе μ*l* = 0,001 *м*/*мм* и прикладываем все действующие на ее звенья усилия, включая реакции отброшенных звеньев 1 и 4. При этом 43 = – 34, которая определена выше.

Реализуя методику силового анализа структурной группы (2,3) – имеет *3-й* вид – представленную в [3], запишем условие равновесия группы в виде:

= *R*12*BC* –*G*3*hG*3 + *PU*3*hPU*3– 43 *hR*43 + *MU*3 */* μ*l*) = 0, откуда находим

*R*12 *= (G*3*hG*3 – *PU*3*hPU*3 + *R*43*hR*43– *MU*3 */* μ*l*) / *BC* = *(****68,6****∙****41***–***4,7****∙****23*** *+* ***1568****∙****42*** – ***1,6 / 0,001****) /* ***75*** *= =* ***892,8****Н. Так как m*2 *= 0,* 12 = 23 = – 32.

2.5.4. Силовой анализ механизма 1-го класса

Строим схему механизма 1-го класса для исследуемого положения механизма в масштабе μ*l* = 0,001 *м*/*мм* и прикладываем к нему уравновешивающую силу *P*у*р* *AB,* 21 = – 12, которая определена выше; силу *Gi*. Из условия равновесия звена 1: = *P*у*р*∙*AB – R*21*∙hR*21 *= 0 находим*

*P*у*р = R*21∙*hR*21 / *AB* = ***892,8****∙****54*** */* ***70,7*** *=* ***682*** *Н.*

По условию равновесия звена 1: = 21 *+* 1 *+ ур +* 01 = 0, строим план сил в масштабе μ*p* = *15* *H / мм,* из которого находим: *R*01 *= 39∙15 = 585* *H.*

2.5.5. Определение *P*у*р* по методу Н.Е. Жуковского

Вычерчиваем построенный ранее план скоростей механизма для его первого положения повернутым на 90° в любом направлении и прикладываем в соответствующих его точках все усилия, представленные в табл. 5, а также   
*P*у*р* = , без изменения направления этих усилий. Моменты *MU*1 представляем в виде пар сил:

*U3b = –U3d = MU*3 */ lBD = MU*3 */* (*BD∙*μ1) = **1*,6*** */ (****165****∙****0,001****) =* ***10*** *Н*;

*U4d = –U4e = MU*4 */ lDE =* ***3,88*** */* ***0,27*** *=* ***14,4*** *Н*, каждую из которых направляем перпендикулярно соответствующему звену и прикладываем в определенных точках плана скоростей.

Реализуя методику определения *P*у*р* методом Н.Е. Жуковского, представленную в [3], составляем условие равновесия плана скоростей как жесткого рычага:

= ∙ – *G*3*hG*3 + *G*4*hG*4 + *PU*3*hPU*3 + *PU*4*hPU*4 + *PU*5∙ + *PU3b*∙ + *PU4d*∙ – – *PC*5∙ *= 0, откуда находим*  = (*G*3*hG*3 – *G*4*hG*4 – *PU*3*hPU*3 – *PU*4*hPU*4 – *PU*5∙ – – *PU3b*∙ – *PU4d*∙ + +*PC*5∙) /  *= (68,6∙21 – 98∙37 – 4,7∙12 –12,4∙17 – 40,7∙25 – – 10∙85 – 14,4∙42 + 1500∙25,8) / 50 = 675,5 H.*

Погрешность определения уравновешивающей силы:

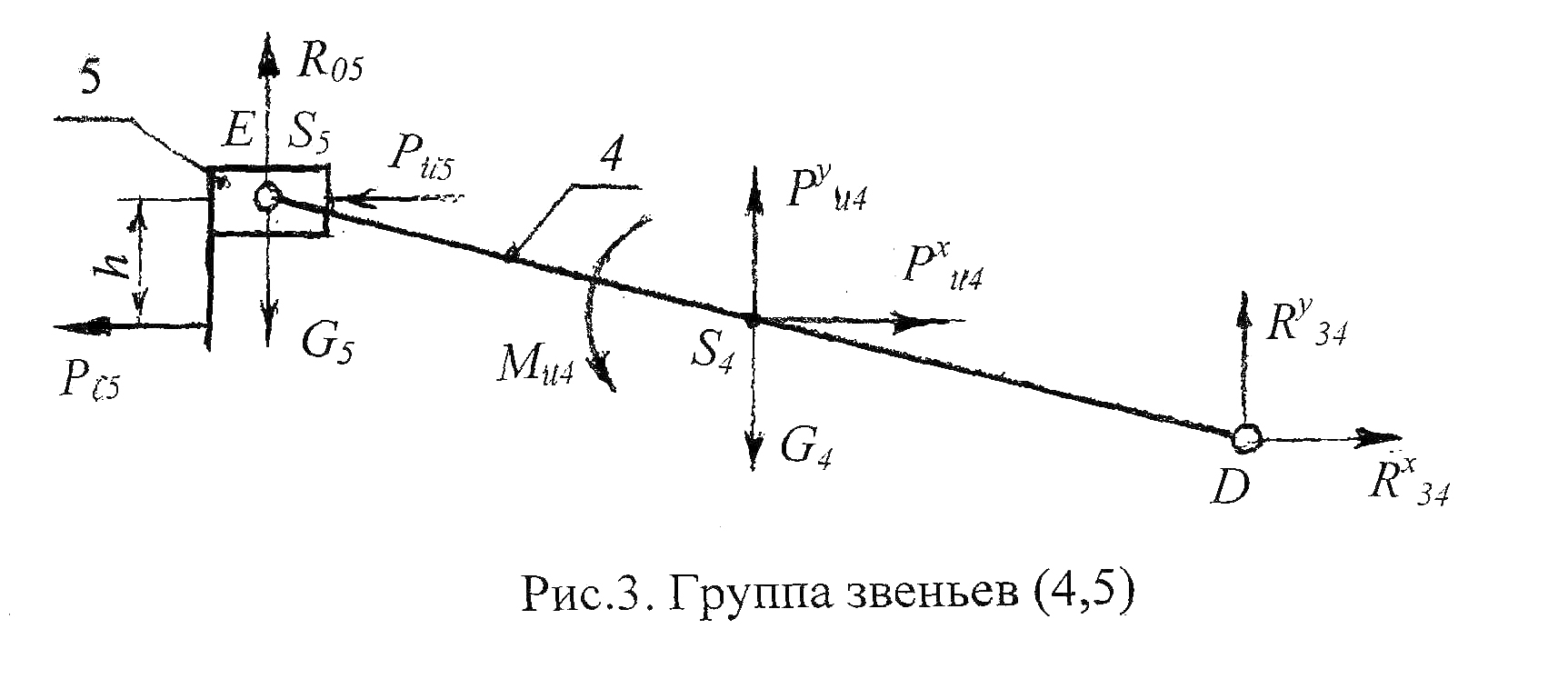
δ = 100∙ / = *100∙|682 – 675,5| / 675,5 = 2 %.*

*(Иллюстрация графической части работы по силовому анализу механизма представлена в Приложении 3.)*

2.6. Разработка алгоритма силового анализа механизма на ЭВМ

2.6.1. Группа звеньев (4,5)

Изображаем схему группы с приложением всех усилий, которые обобщенно представляем в виде положительных проекций на оси *xAy* ранее введенной в п. 2.4.5 системы координат:



Усилия на звенья группы находим по соотношениям:

|  |  |
| --- | --- |
| *= – mi*;  *= – mi*; *MUi = –ISi∙εi*; *Gi* = *mig*; *PC* = *PC*5 *.* (7) |  |

Реализуя методику работы [3] по силовому анализу структурной группы *2 -го* вида, рассмотрим условия равновесия группы в целом и ее отдельных звеньев:

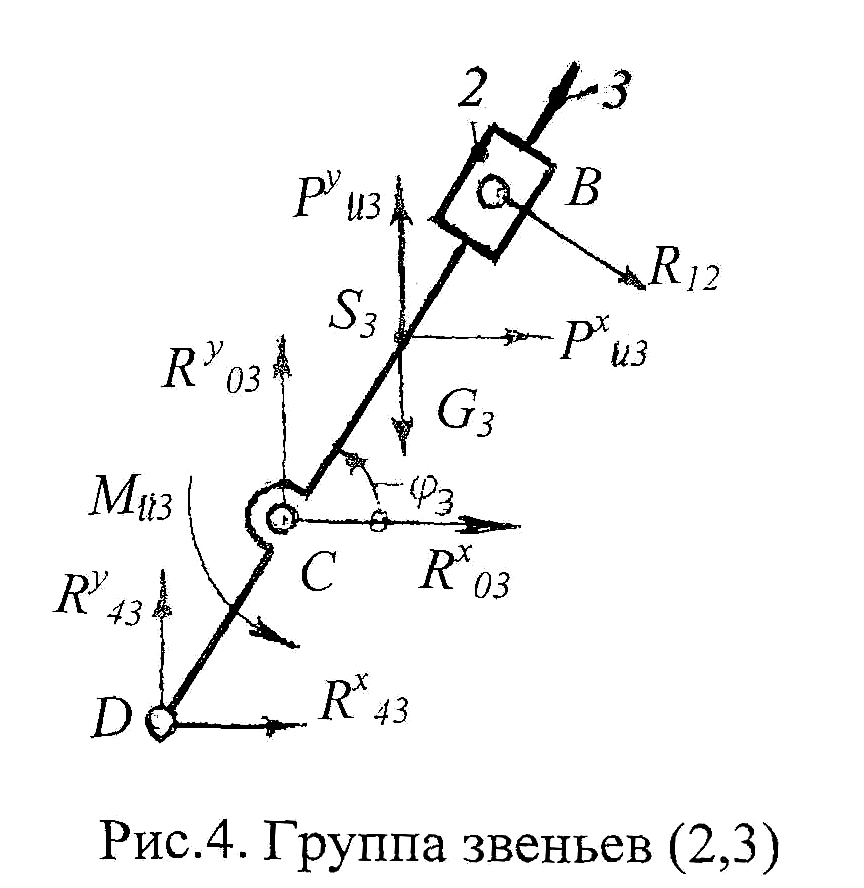
|  |  |
| --- | --- |
| = – *C*5 *+ +* + *=* 0  *= PC*5 *– – ;* | (8) |

= ( – *G*4)∙(*x*S4 – *xE*) + (*yE – y*S4) + (*yE – yD*) + (*xD – xE*) + *MU*4 *= 0, откуда* = [–( – *G*4)∙(*x*S4 – *xE*) – (*yE – y*S4) – (*yE – yD*) – *MU*4 / (*xD – xE*);(9)

|  |  |
| --- | --- |
| = – *G*5 + + – *G*4 + = 0 | = *G*5 – + *G*4 – ; (10) |
| = ∙*h*05 – *PC*5*∙h =* 0 | *h*05 = *PC*5*∙h /* R05; (11) |
| = – *PC*5 + + = 0 | = – = *PC*5 – ; (12) |
| = – *G*5 + | – = *G*5 – . (13) |

2.6.2. Группа звеньев (2,3)

Изображаем группу звеньев с приложением всех усилий, которые также представляем в виде положительных проекций на оси системы координат *xAy*. Значения этих проекций определяем по уравнениям (1). Усилие со стороны звена 4 на звено 3 находим как 43 = – 34, представляя на схеме 43 в виде положительных проекций = – ; = – . *Для рассматриваемого механизма на схеме группы (2,3) учтено, что m*2 *= 0.*



Реализуя методику работы [3] по силовому анализу структурной группы *3-го* вида, рассмотрим условия равновесия группы и ее отдельных звеньев:

= (*yC – yD*) – (*xC – xD*) + ( – *G*3)∙(*x*S3 – *x*C) – (*yS*3 – *yC*) + *MU*3 + + *R*23∙*l*3 *=* 0*, откуда R*23 = [–(*yC – yD*) + (*xC – xD*) – ( – *G*3)∙(*x*S3 – *x*C) – *MU*3 + + (*yS*3 – *yC*)] / *l*3 ; (14)

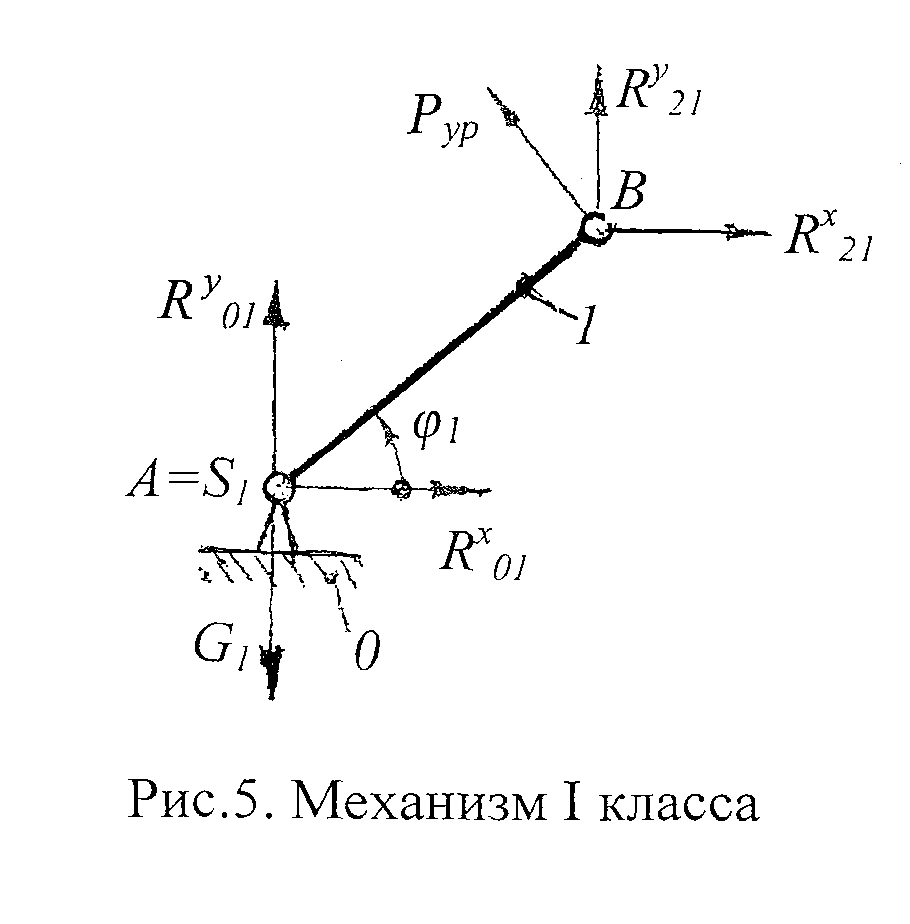
*= = R*23 *;* = = *R23* ;(15)

|  |  |
| --- | --- |
| = + + + = 0 | = – – – ; (16) |
| = + + – *G*3 + = 0 | = – – + *G*3 – . (17) |

2.6.3. Механизм 1-го класса

Изображаем схему механизма 1-го класса, прикладывая к звену 1 усилия:

= – ; = – ; , , *P*ур *AB, G1*.



Реализуя методику работы [3] по силовому анализу механизма 1-го класса, рассмотрим условия равновесия звена 1:

|  |  |
| --- | --- |
| = *P*у*р* *lAB* – *lAB*∙ + *lAB*∙ = 0 | *P*ур = – ; (18) |
| = – *P*ур∙ + + = 0 | = *P*ур∙ – ; (19) |
| = *P*ур∙ + + – *G*1 = 0 | = – *P*ур∙ + *G*1 – . (20) |

В каждом шарнире, образованном звеньями *i, j*, по найденным расчетам , , результирующая реакция и ее угол φ*ij* с положительным направлением оси *х* находят как:

|  |  |
| --- | --- |
| = ; φ*ij* = . | (21) |

2.6.4. Блок-схема алгоритма силового анализа механизма на ЭВМ   
(*см. Приложение* *4*)

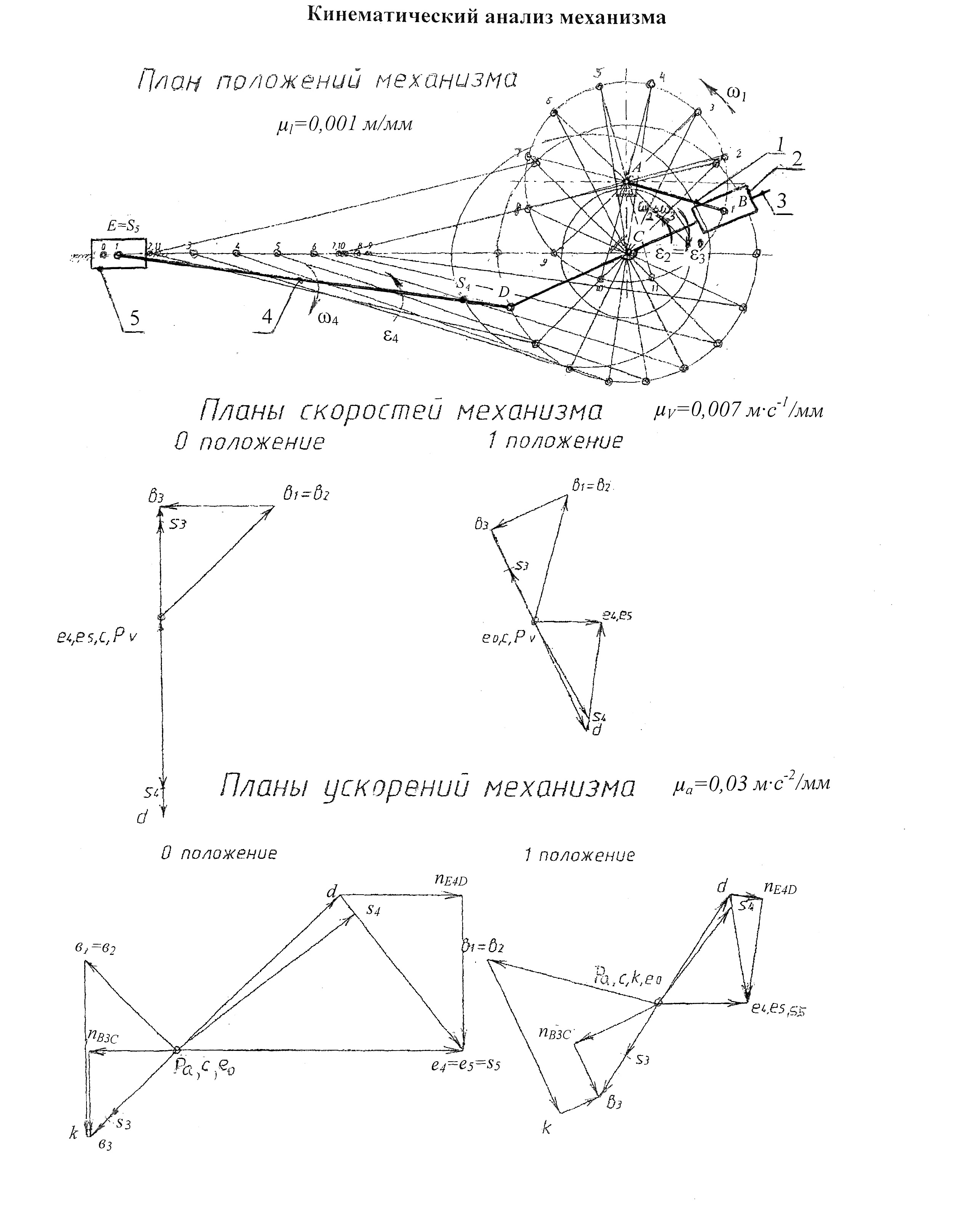
Эту блок-схему изображаем в пояснительной записке. Раскрывая содержание блоков, отметим, что расчеты по силовому анализу являются продолжением расчетов по кинематическому анализу, результаты которого служат исходными для силового анализа. Поэтому к циклу 22 расчеты переходят по завершении цикла 5 кинематического анализа. В цикле 22 осуществляется перебор звеньев механизма, для каждого из которых в блоке 23 рассчитывается сила веса. Блок 24 – цикл последовательного анализа положений механизма, для каждого из которых в блоке 25 организуется цикл рассмотрения звеньев механизма, для каждого из которых в блоках 26…28 производится расчет инерционных усилий. По завершении расчетов в цикле 25 осуществляется переход к блоку 29, определяющему рабочее усилие *PC5*; в последующих блоках 30…32 производятся расчеты по алгоритму пп. 2.6.1…2.6.3. В блоке 33 осуществляется проверочный расчет *PУР* по аналитическому аналогу метода Н.Е. Жуковского, представленному в [3]. Блок 34 – печать результатов расчета для *i*–го положения механизма, после чего расчеты проводятся для следующего положения механизма в цикле 24. По завершении расчетов по этому циклу осуществляется переход к блоку 35 – конец расчетов.

Литература

1. Савенков М.В. Анализ и синтез механизмов и машин. Ч. 1: учеб. пособие / М.В. Савенков. – Ростов-на-Дону: ДГТУ, 1997.
2. Алексеев Л.И. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин на ЭВМ. Раздел: Кинематический анализ плоских шарнирно-рычажных механизмов: Методические указания, алгоритмы и программы / Л.И. Алексеев, О.А. Полушкин. – Ростов-на-Дону: РИСХМ, 1987.
3. Алексеев Л.И. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин на ЭВМ. Раздел: Силовой анализ плоских шарнирно-рычажных механизмов: Методические указания, алгоритмы и программы / Л.И. Алексеев, О.А. Полушкин. – Ростов-на-Дону: РИСХМ, 1988.
4. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1988.

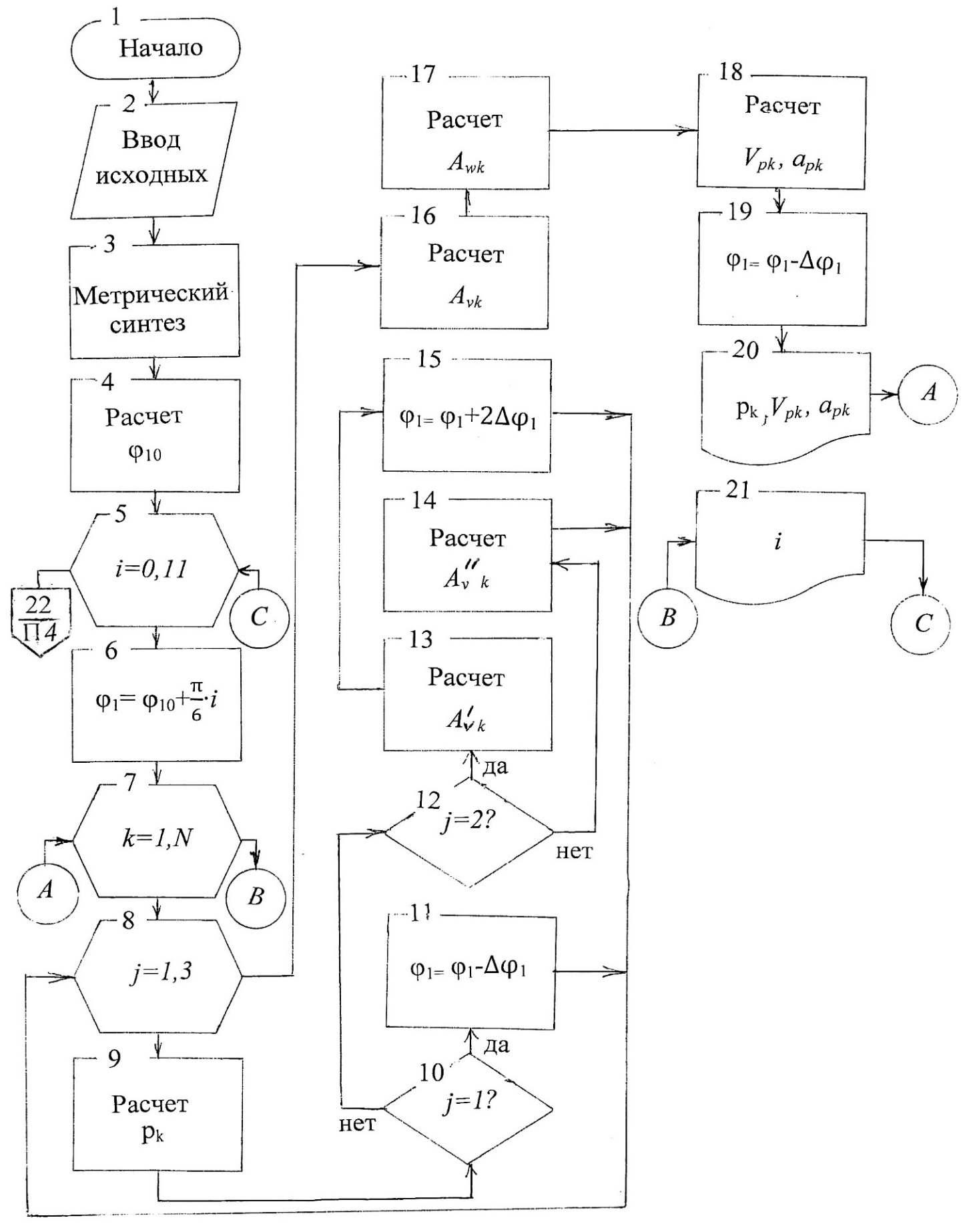
Приложение 1

**Кинематический анализ механизма**



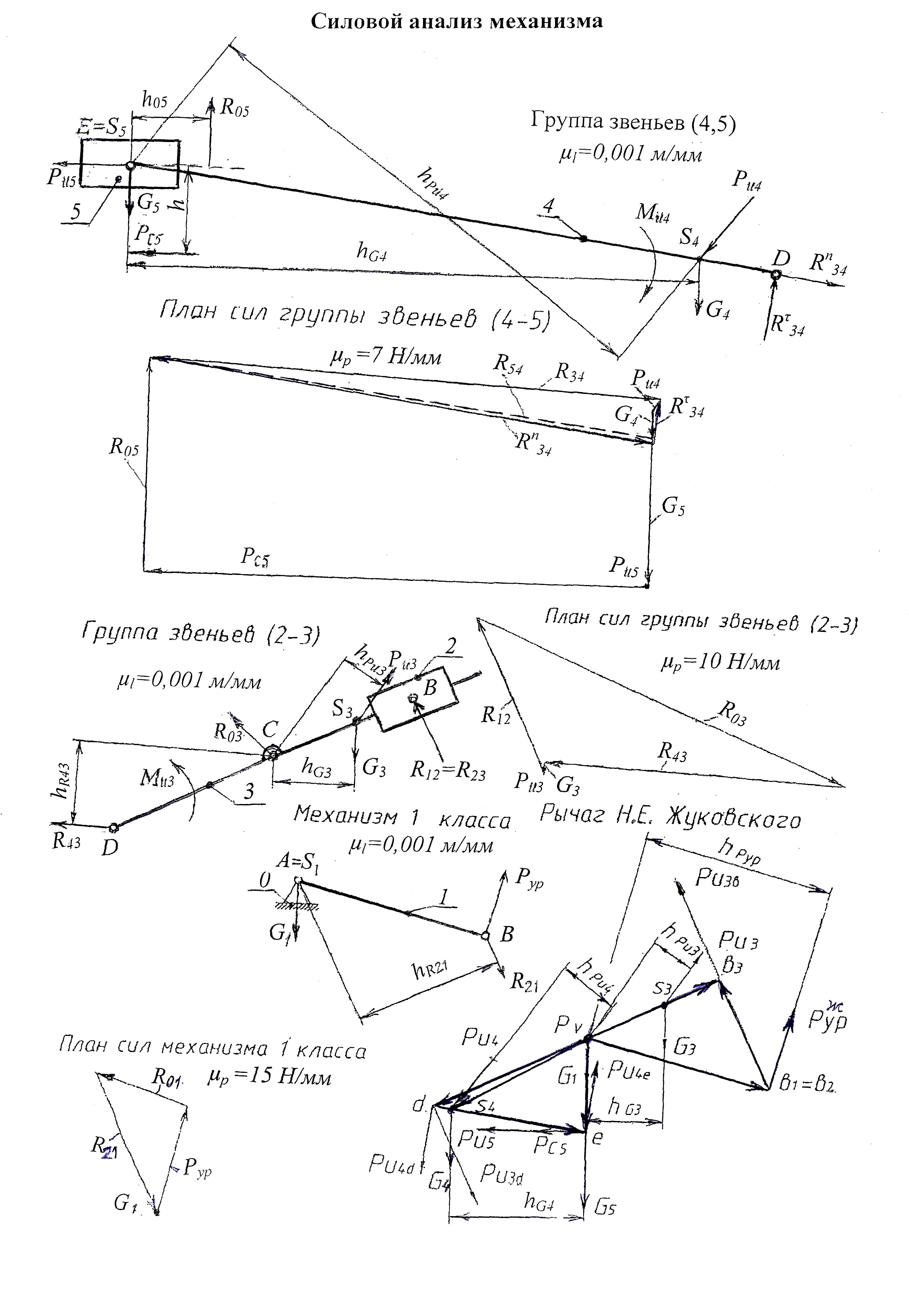
Приложение 2

**Блок-схема алгоритма кинематического анализа механизма на компьютере**

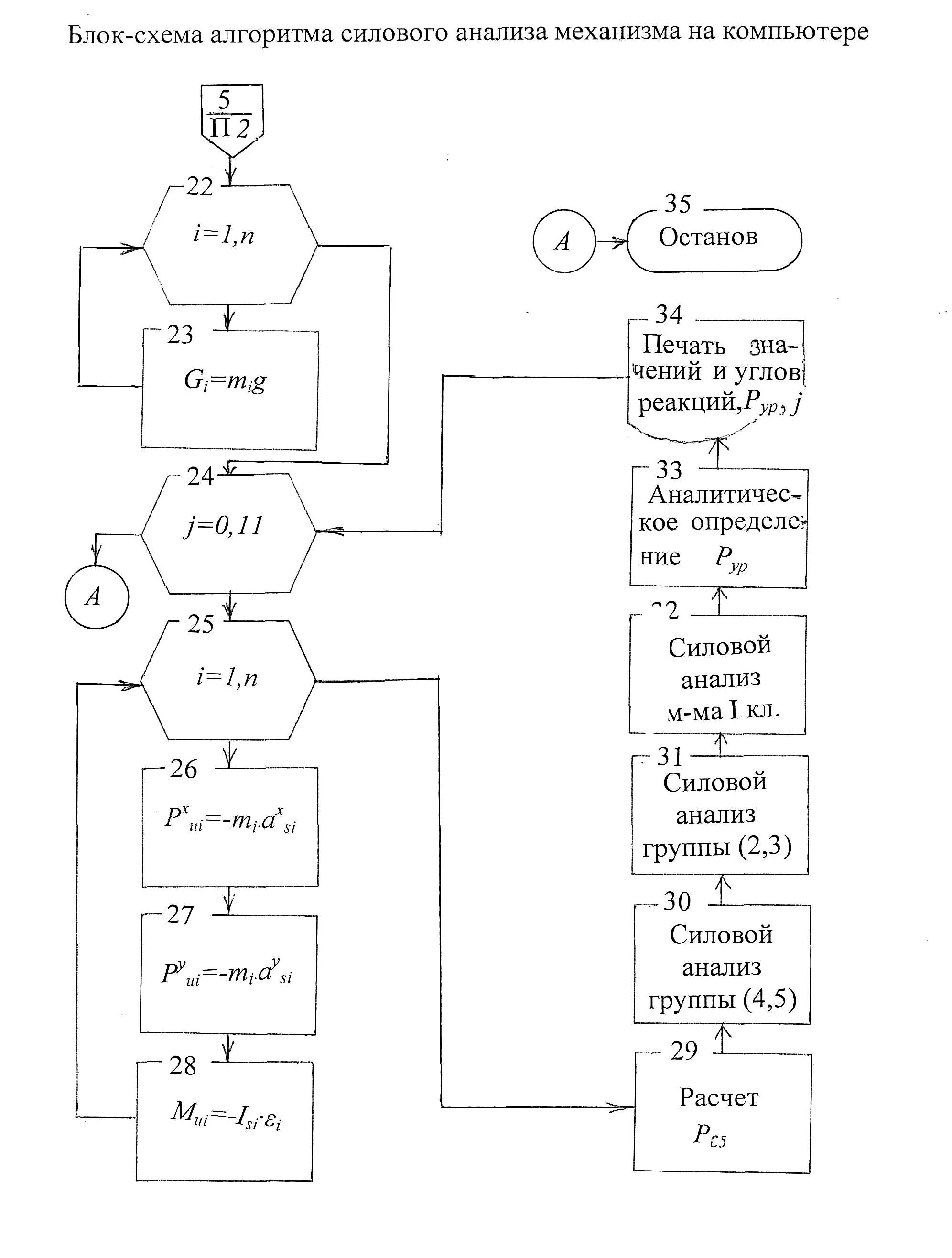


Приложение 3

**Силовой анализ механизма**



Приложение 4



Редактор

Компьютерная обработка:

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

Формат 60х84/16. Объем … усл. п. л.

Тираж … экз. Заказ № … .

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

Издательский центр ДГТУ

Адрес университета и полиграфического предприятия:

344010, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1