

**РОСЖЕЛДОР**  
**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение**  
**высшего образования**  
**«Ростовский государственный университет путей сообщения»**

---

С.Б. Олешко

**ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА**

Учебно-методическое пособие

Ростов-на-Дону  
2015

УДК

**Олешко, С.Б.**

Рецензент – доктор технических наук, профессор П.Г. Иваночкин

Техническая механика : учебно-методическое пособие для практических и лабораторных работ / С.Б. Олешко; ФГБОУ ВО РГУПС. – Ростов-н/Д, 2015. – 45 с. : ил. – Библиогр.: 3 назв.

Учебно-методическое пособие содержит индивидуальные задания для практических занятий по дисциплине «Механика (Техническая механика)». Приводится пример оформления работы, включающий структурный, кинематический и динамический анализ механизма.

В пособии также представлены теоретические основы, методика проведения и правила оформления лабораторных работ по технической механике

Пособие предназначено для студентов специальности 08.03.01 «Строительство».

© Олешко С.Б., 2015

© ФГБОУ ВО РГУПС, 2015

## АНАЛИЗ ПЛОСКОГО МЕХАНИЗМА

### Общие указания

Работа выполняется на листах формата А4, графическая часть может исполнена на формате А3 или А2. Оформление титульного листа представлено в приложении 1. В состав пояснительной записки, помимо основной части с рубрикой разделов, должны входить «Содержание» и «Задание», помещаемые сразу после титульного листа. Пояснительная записка должна содержать текст, достаточный для понимания расчетно-графической работы, и соответствовать требованиям стандартов ЕСКД. Текст располагается на одной стороне листа. На каждом листе помещается основная надпись (штамп). В приложении 2 приводятся ее размеры и образец заполнения. Нумерация листов указывается в соответствующей графе штампа. В конце пояснительной записки приводится список использованной литературы.

### Задание на расчетно-графическую работу

Провести исследование заданного механизма в следующем объеме.

1. Структурный анализ:

- классификация звеньев;
- классификация кинематических пар;
- выделение и классификация структурных групп Асура;
- классификация механизма;
- определение степени подвижности механизма.

2. Кинематический анализ:

- построение плана заданного положения механизма;
- построение плана скоростей в заданном положении;
- определение скоростей характерных точек механизма, в т.ч. центров тяжести звеньев;
- определение угловых скоростей звеньев механизма.

3. Силовой расчет:

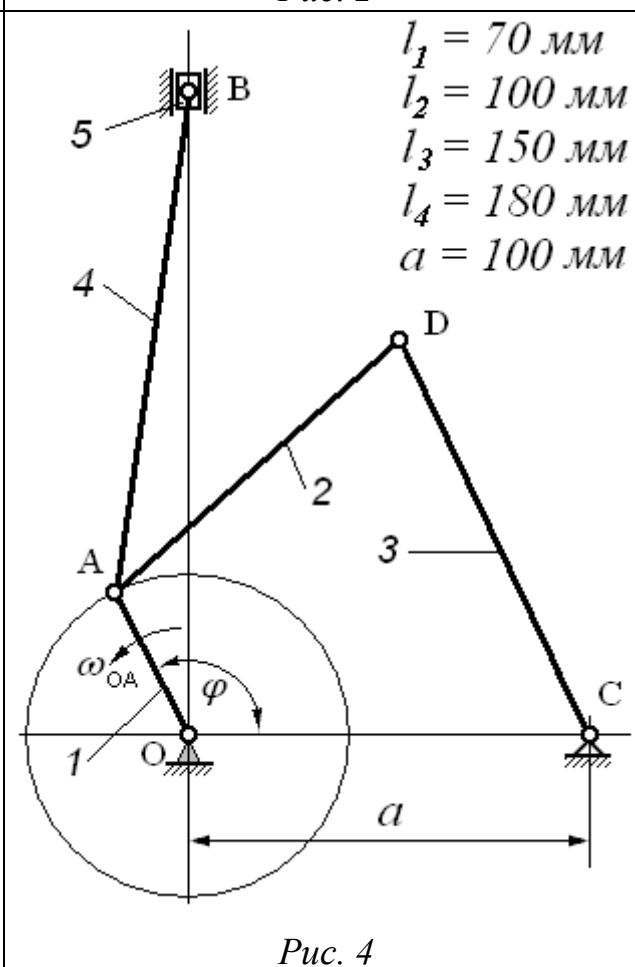
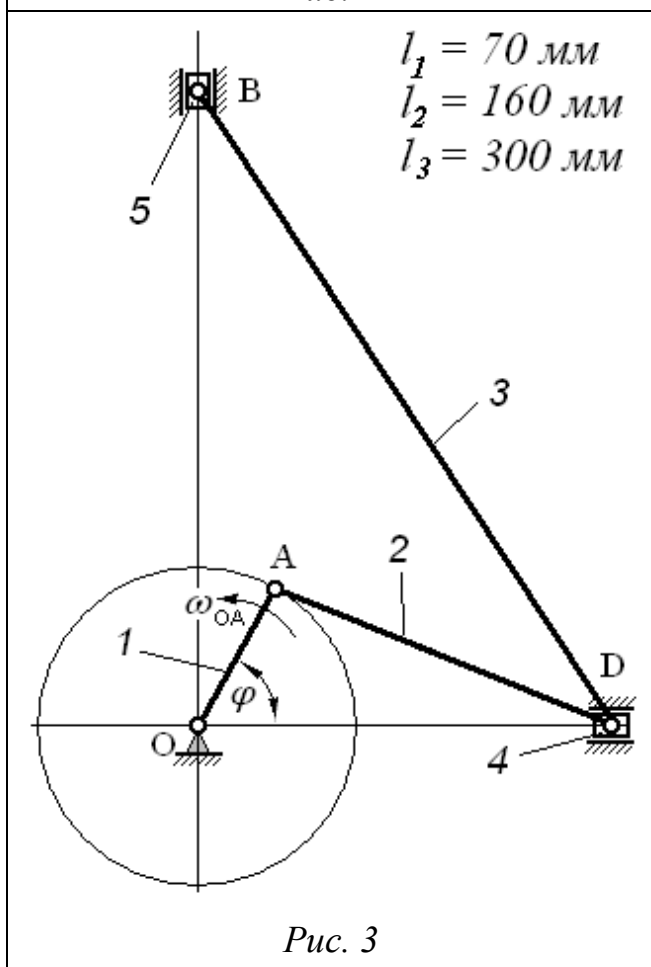
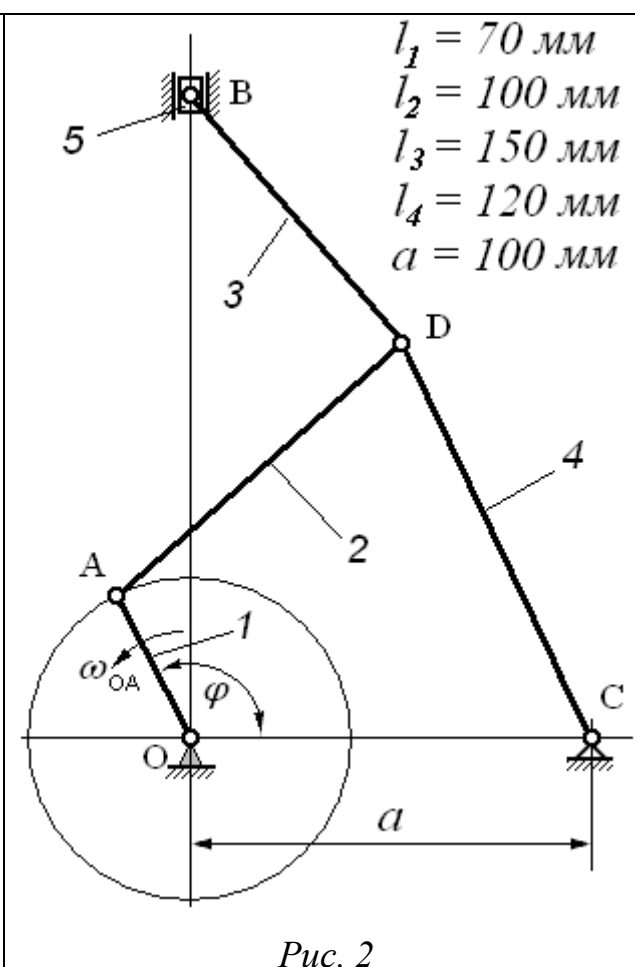
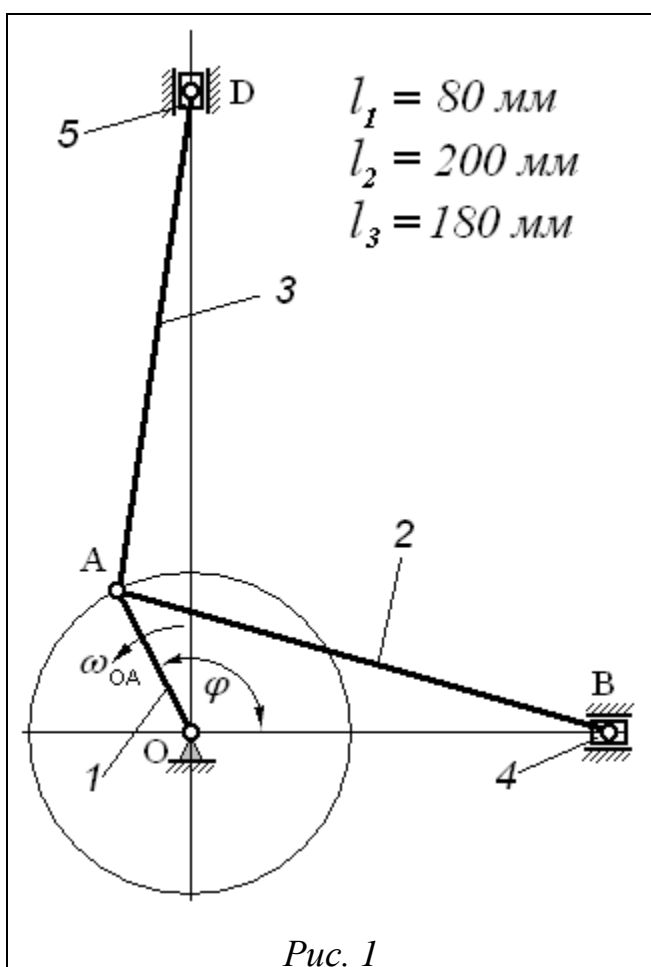
- расчет группы Асура, содержащей ползун  $B$ .

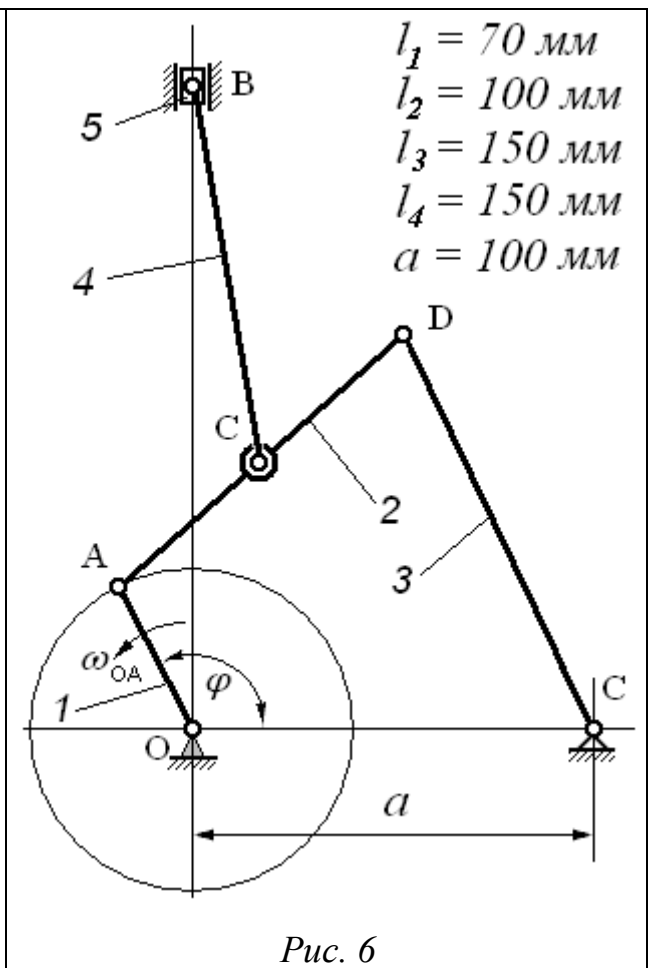
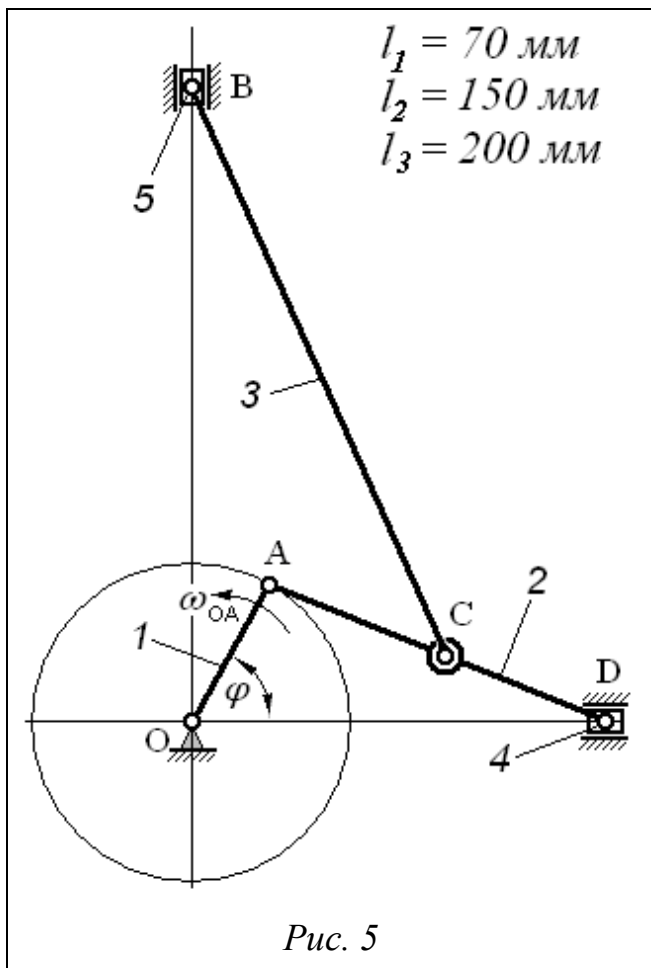
Вариант задания выбирается по таблице 1 в соответствии с номером студента в учебном журнале группы. Начальным звеном механизма является кривошип  $OA$ , вращающийся с постоянной угловой скоростью  $\omega$ . Размеры звеньев механизма указаны на рисунке. Масса звеньев:  $m_1 = 1$  кг,  $m_2 = 2$  кг,  $m_3 = 2,5$  кг,  $m_4 = 3$  кг,  $m_5 = 3$  кг. В заданном положении на ползун  $B$  действует сила сопротивления  $P = 1000$  Н.

**Указание.** Силу полезного сопротивления  $P$  следует прикладывать после проведения кинематического анализа, так как только тогда можно определить ее направление: сила  $P$  действует против движения ползуна  $B$ .

Таблица 1

Вариант задания	Рисунок	Угол поворота начального звена, $\varphi$ , град	Угловая скорость начального звена, $\omega$ , рад/с	Примечание
1	1	45	10	
2	2	60	12	
3	3	120	14	
4	4	240	16	
5	5	300	18	$AC = CB$
6	6	45	20	$AC = CD$
7	1	60	22	
8	2	120	10	
9	3	240	12	
10	4	300	14	
11	5	45	16	$AC = CB$
12	6	60	18	$AC = CD$
13	1	120	20	
14	2	240	22	
15	3	300	10	
16	4	45	12	
17	5	60	14	$AC = CB$
18	6	120	16	$AC = CD$
19	1	240	18	
20	2	300	20	
21	3	45	22	
22	4	60	10	
23	5	120	12	$AC = CB$
24	6	240	14	$AC = CD$
25	1	300	16	





Ростовский университет путей сообщения

ИССЛЕДОВАНИЕ  
ПЛОСКОГО РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

Расчетно-графическая работа

Проверил \_\_\_\_\_ доц. П.С. Иванов

Выполнил \_\_\_\_\_ ст. гр СГБ–II–006  
И.П. Сидоров

2013

Основная надпись  
(выдержка из ГОСТ 2.104-2006 ЕСКД «Основные надписи»)

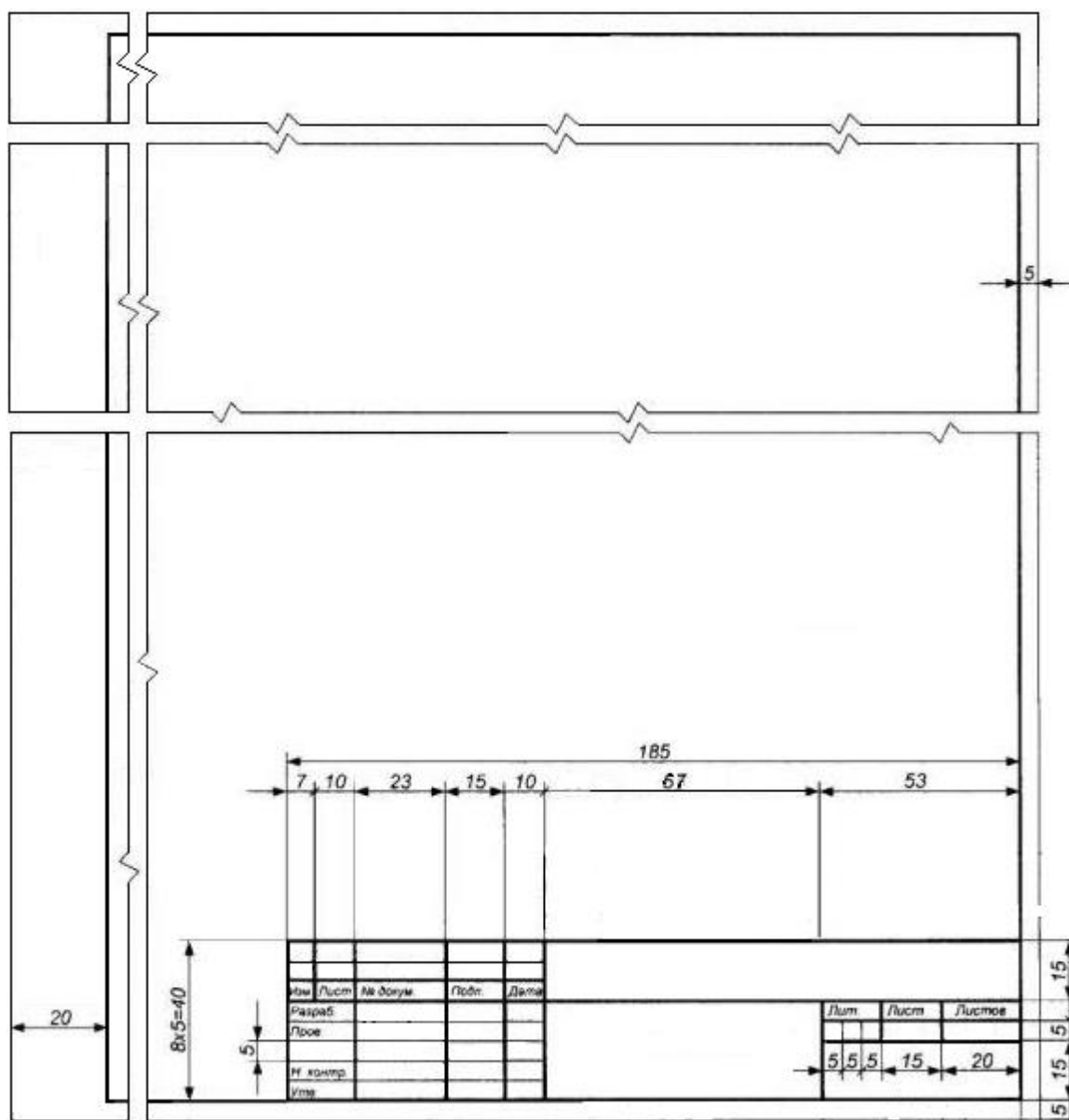


Рис. П1. Основная надпись на первом листе (с содержанием)

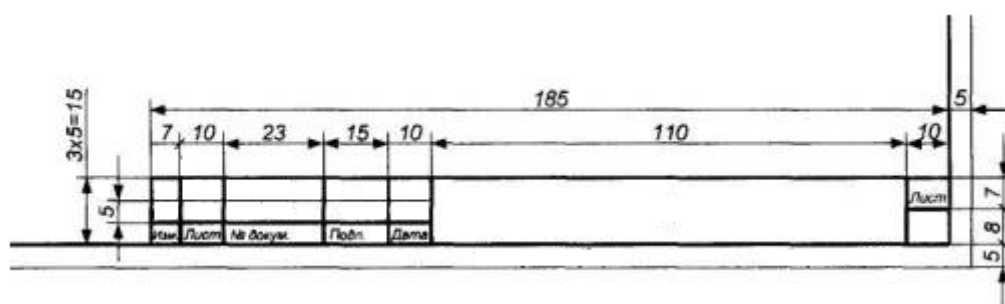


Рис. П2. Основная надпись на последующих листах



## АНАЛИЗ ПЛОСКОГО РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

### Содержание

Условие задачи . . . . .	1
1. Структурный анализ . . . . .	2
2. Кинематический анализ . . . . .	4
3. Силовой расчет . . . . .	8
Список использованной литературы . . . . .	11

### Задание

Провести исследование механизма в следующем объеме.

4. Структурный анализ:

- классификация звеньев по типу движения;
- классификация кинематических пар;
- выделение и классификация структурных групп Асура;
- классификация механизма;
- определение степени подвижности механизма.

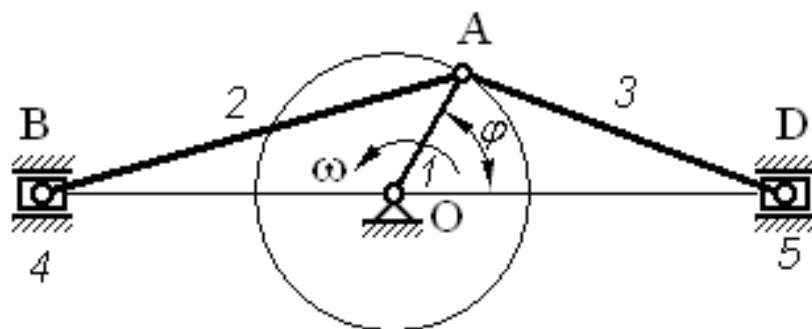
5. Кинематический анализ:

- построение плана заданного положения механизма;
- построение плана скоростей в заданном положении;
- определение скоростей характерных точек механизма, в т.ч. центров тяжести звеньев;
- определение угловых скоростей звеньев механизма.

6. Силовой расчет:

- расчет группы Асура, содержащей ползун  $B$ .

### Схема механизма



Начальным звеном механизма является кривошип  $OA$ , вращающийся с постоянной угловой скоростью  $\omega$ . Размеры звеньев  $l_{OA} = 70$  мм,  $l_{AB} = 150$  мм,  $l_{AD} = 150$  мм. Масса звеньев:  $m_1 = 27$  кг,  $m_2 = 20$  кг,  $m_3 = 20$  кг,  $m_4 = 8,5$  кг,  $m_5 = 8,5$  кг. В заданном положении на ползун  $B$  действует сила сопротивления  $P_c = 1000$  Н. Трением в подшипниках можно пренебречь.

## 1. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ

Схема механизма представлена на листе 4 (рис. 1).

### 1.1. Классификация звеньев по типу движения

Механизм имеет шесть звеньев:

1. Звено ОА – кривошип.
2. Звено АВ – шатун.
3. Звено АД – шатун.
4. Звено В – ползун.
5. Звено D – ползун
6. Стойка.

### 1.2. Классификация кинематических пар

Кинематические пары механизма показаны на листе 4 (рис. 2).

По характеру соприкосновения элементов звеньев кинематические пары являются низшими.

По числу условий связи, наложенных на относительное движение звеньев, кинематические пары являются парами 5-го класса.

По характеру замыкания элементов звеньев кинематические пары являются парами с геометрическим замыканием.

### 1.3. Определение степени подвижности механизма

Степень подвижности плоского механизма определяется по формуле П.Л. Чебышева

$$W = 3(n - 1) - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot (6 - 1) - 2 \cdot 7 - 0 = 1,$$

где  $n = 6$  – число звеньев механизма;

$P_5 = 7$  – число кинематических пар пятого класса;

$P_4 = 0$  – число кинематических пар четвёртого класса.

Степень подвижности механизма равна 1. Необходимо задать движение только одному звену для получения определенности движения всего механизма. В рассматриваемом механизме начальным звеном является кривошип ОА.

### 1.4. Определение класса и порядка механизма

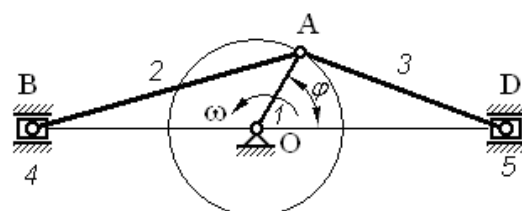
Группа начального звена *I* состоит из кривошипа 1 и стойки 6 (рис. 3). Такая группа по классификации Ассура относится к 1-му классу, 1-му порядку.

С группой начального звена соединена группа *II*, состоящая из шатуна 3, ползуна 4 и трех кинематических пар 5-го класса. Эта группа относится к 1-му классу, 2-му порядку.

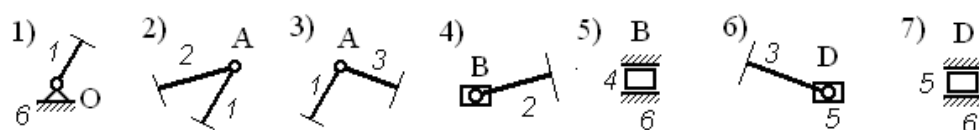
С группой начального звена также соединена группа *III*, состоящая из шатуна 2, ползуна 5 и трех кинематических пар 5-го класса. Эта группа относится к 1-му классу, 2-му порядку.

Класс и порядок механизма определяется классом и порядком наиболее сложной группы, входящей в его состав. Следовательно, данный механизм 1-го класса, 2-го порядка.

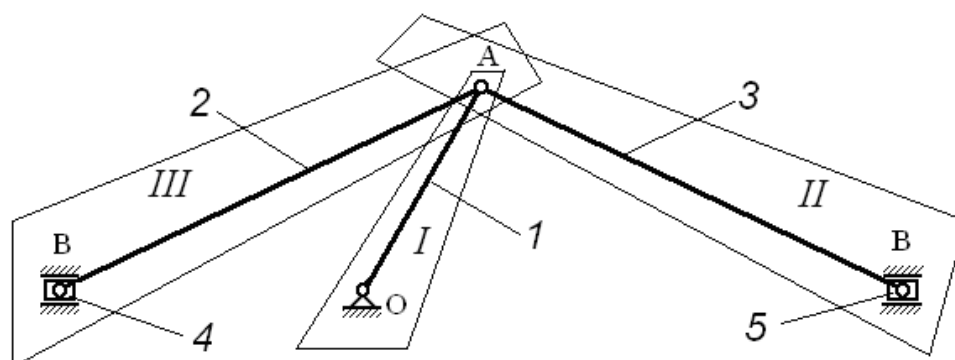
### 1. Кинематическая схема механизма



### 2. Кинематические пары механизма



### 3. Разбиение механизма на группы Ассура



					СГБ-II-006.ТехМ.РГР.09	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		4

## 2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ

### 2.1. Построение заданного положения механизма

Приняв графическое значение длины кривошипа  $OA = 35$  мм, получаем масштабный коэффициент  $k_l$ :

$$k_l = \frac{l_{OA}}{OA} = \frac{70}{35} = 2 \frac{\text{мм}}{\text{мм}}.$$

Определяем графические значения линейных размеров других звеньев:

$$AB = \frac{l_{AB}}{k_l} = \frac{150}{2} = 75 \text{ мм}; \quad AD = \frac{l_{AD}}{k_l} = \frac{150}{2} = 75 \text{ мм}.$$

Заданное положение построено на листе 8 (рис.1).

### 2.2. План скоростей в заданном положении

#### 2.2.1. Определение масштабного коэффициента плана скоростей.

Угловая скорость вращения кривошипа.

$$\omega_{OA} = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 350}{30} = 36,6 \frac{1}{\text{с}}.$$

Скорость точки А.

$$v_A = \omega_{OA} \cdot l_{OA} = 36,6 \cdot 70 \cdot 10^{-3} = 2,56 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Принимая для изображения скорости  $v_A$  графическое значение  $pa = 100$  мм, вычисляем масштабный коэффициент  $k_v$ :

$$k_v = \frac{2,56}{100} = 0,0256 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}.$$

#### 2.2.2. Построение плана скоростей.

Построение плана скоростей выполнено на листе 8 (рис.2).

Скорости точек В и D определяются графически по векторным уравнениям:

$$\vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA}; \quad \vec{v}_D = \vec{v}_A + \vec{v}_{DA}.$$

Скорость  $v_{BA}$  перпендикулярна шатуну  $AB$ , скорость  $v_{DA}$  – шатуну  $AD$ , а скорости ползунов  $v_B$  и  $v_D$  направлены горизонтально (вдоль ползоров).

#### 2.2.3. Определение скоростей точек и угловых скоростей звеньев механизма.

Действительные значения скоростей определяются их по графическим значениям с учетом масштаба.

$$v_B = bp \cdot k_v = 61,5 \cdot 0,0256 = 1,57 \frac{\text{м}}{\text{с}}; \quad v_D = bd \cdot k_v = 110 \cdot 0,0256 = 2,82 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$v_{BA} = ba \cdot k_v = 56 \cdot 0,0256 = 1,43 \frac{\text{м}}{\text{с}}; \quad v_{DA} = da \cdot k_v = 56 \cdot 0,0256 = 1,43 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Угловые скорости звеньев определяются по относительной скорости точек и длине соответствующего звена:

$$\omega_{AB} = \frac{v_{BA}}{l_{BA}} = \frac{1,43}{150 \cdot 10^{-3}} = 9,53 \frac{1}{c}; \quad \omega_{AD} = \frac{v_{DA}}{l_{DA}} = \frac{1,43}{150 \cdot 10^{-3}} = 9,53 \frac{1}{c}.$$

Скорости центров масс шатунов определяются по плану скоростей с использованием принципа подобия. Считая, что звенья механизма однородны, обозначим центр масс в середине соответствующего отрезка.

$$v_{C_2} = c_2 p \cdot k_v = 78,5 \cdot 0,0256 = 2,01 \frac{M}{c}; \quad v_{C_3} = c_3 p \cdot k_v = 78,5 \cdot 0,0256 = 2,01 \frac{M}{c}.$$

### 2.3. План ускорений в заданном положении

#### 2.3.1. Определение масштабного коэффициента плана ускорений.

Ускорение точки  $A$  имеет только нормальную составляющую, так как кривошип  $OA$  вращается равномерно.

$$a_A = a_A^n = l_{OA} \omega_{OA}^2 = 150 \cdot 10^{-3} \cdot 36,6^2 = 201 \frac{M}{c^2}.$$

Принимая для изображения ускорения  $a_A$  графическое значение  $\pi a = 90$  мм, вычисляем масштабный коэффициент  $k_a$ :

$$k_a = \frac{a_A}{\pi a} = \frac{201}{90} = 2,33 \frac{M/c^2}{mm}.$$

#### 2.3.2. Построение плана ускорений.

Построение плана ускорений выполнено на листе 8 (рис. 3).

Ускорения точек  $B$  и  $D$  определяются графически по векторным уравнениям:

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^r + \bar{a}_{BA}^n; \quad \bar{a}_D = \bar{a}_A + \bar{a}_{DA}^r + \bar{a}_{DA}^n.$$

Нормальные составляющие ускорения в относительном движении направлены к точке  $A$ , а по величине определяются угловой скоростью соответствующего звена:

$$a_{BA}^n = l_{AB} \omega_{AB}^2 = 150 \cdot 10^{-3} \cdot 9,53^2 = 8,66 \frac{M}{c^2}; \quad a_{DA}^n = l_{AD} \omega_{AD}^2 = 150 \cdot 10^{-3} \cdot 9,53^2 = 8,66 \frac{M}{c^2}.$$

Графические значения нормальных составляющих:

$$ab' = \frac{a_{BA}^n}{k_a} = \frac{8,66}{2,33} = 3,72 \text{ мм}; \quad ad' = \frac{a_{DA}^n}{k_a} = \frac{8,66}{2,33} = 3,72 \text{ мм}.$$

Касательные составляющие ускорений в относительном движении перпендикулярны соответствующим звеньям, а ускорения ползунов  $a_B$  и  $a_D$  направлены горизонтально (вдоль ползоров).

#### 2.3.3. Ускорения точек и угловые ускорения звеньев.

Действительные значения ускорений определяются их по графическим значениям с учетом масштаба.

$$a_B = \pi b \cdot k_a = 88 \cdot 2,33 = 205 \frac{M}{c^2}; \quad a_D = \pi d \cdot k_a = 12,5 \cdot 2,33 = 29,1 \frac{M}{c^2};$$

$$a_{BA}^{\tau} = b'b \cdot k_a = 89 \cdot 2,33 = 207 \frac{\text{М}}{\text{с}^2}; \quad a_{DA}^{\tau} = d'd \cdot k_a = 84 \cdot 2,33 = 195,7 \frac{\text{М}}{\text{с}^2};$$

$$a_{BA} = ab \cdot k_a = 89,5 \cdot 2,33 = 208 \frac{\text{М}}{\text{с}^2}; \quad a_{DA} = ad \cdot k_a = 84,5 \cdot 2,33 = 196,9 \frac{\text{М}}{\text{с}^2}.$$

Ускорения центров масс шатунов определяются по плану ускорений с использованием принципа подобия.

$$a_{C_2} = \pi c_2 \cdot k_a = 78,5 \cdot 2,33 = 182,9 \frac{\text{М}}{\text{с}^2}; \quad a_{C_3} = \pi c_3 \cdot k_a = 78,5 \cdot 2,33 = 182,9 \frac{\text{М}}{\text{с}^2}.$$

Угловое ускорение звена определяется по касательному ускорению одной точки этого звена относительно другой точки.

$$\varepsilon_{AB} = \frac{a_{BA}^{\tau}}{l_{AB}} = \frac{207}{150 \cdot 10^{-3}} = 1380 \frac{1}{\text{с}^2}; \quad \varepsilon_{AD} = \frac{a_{DA}^{\tau}}{l_{AD}} = \frac{195,7}{150 \cdot 10^{-3}} = 1305 \frac{1}{\text{с}^2}.$$

### 3. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ

Силовой расчет выполняется методом кинетостатики для III группы Ассур в заданном положении механизма. Силами трения в шарнирах пренебрегаем.

#### 3.1. Силы тяжести и силы инерции.

Силы тяжести:

$$G_2 = m_{AB}g = 20 \cdot 9,81 = 196,2 \text{ Н}; \quad G_4 = m_Bg = 8,5 \cdot 9,81 = 83,4 \text{ Н}$$

Силы инерции учитываются

– для ползуна 4, движущегося поступательно, – в виде силы  $F_4^H$ ;

– для шатуна 2, движущегося плоскопараллельно, – в виде силы  $F_2^H$  и момента  $M_2^H$ . Величина сил определяется по ускорению центра масс, а величина момента – по угловому ускорению звена, найденных из плана ускорений.

$$F_2^H = m_{AB}a_{C_2} = 20 \cdot 182,9 = 3658 \text{ Н};$$

$$M_2^H = J_{C_2} \varepsilon_{AB} = 0,0375 \cdot 1305 = 48,9 \text{ Нм},$$

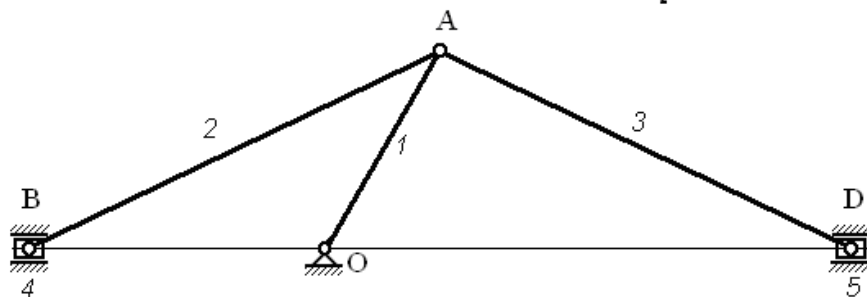
где  $J_{C_2} = \frac{m_{AB}l_{AB}^2}{12} = \frac{20 \cdot 0,15^2}{12} = 0,0375 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$  – момент инерции шатуна относительно точки  $C_2$ ;

$$F_4^H = m_B a_B = 8,5 \cdot 29,1 = 247 \text{ Н}.$$

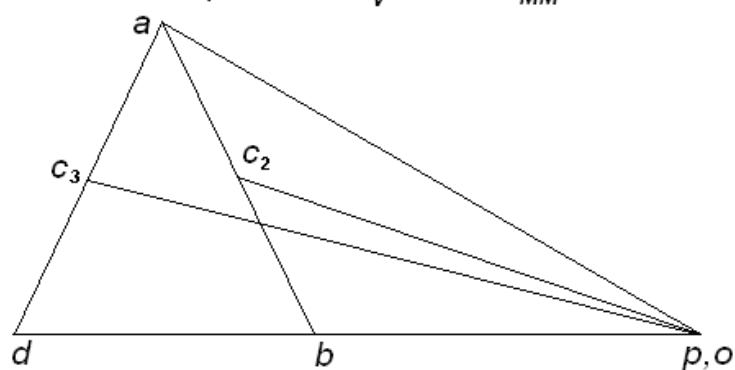
#### 3.2. Определение реакции стойки.

Положение III группы Асура (звенья 2–4) берем из заданного положения механизма (лист 4, рис. 1) тем же масштабным коэффициентом  $k_l = 2 \text{ мм/мм} = 0,002 \text{ м/мм}$ . Схема для расчета представлена на листе 12 (рис.1). Реакция в шарнире  $R_{1-2}$  показана в виде вертикальной  $R_{1-2}^y$  и горизонтальной  $R_{1-2}^x$  составляющих.

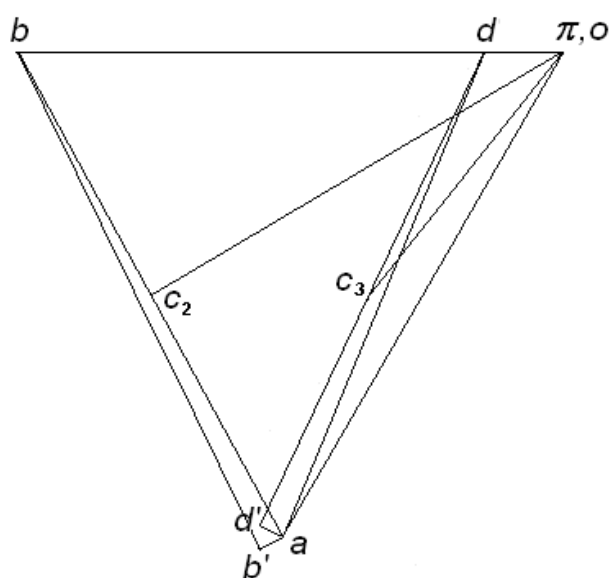
1. Заданное положение механизма.  $k_l = 2 \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$



2. План скоростей.  $k_v = 0,0256 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$



3. План ускорений.  $k_a = 2,33 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$



Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	СГБ-II-006.ТехМ.РГР.09	Лист
						8

Для определения реакции стойки  $R_{6-4}$  рассматриваем равновесие всей группы и составляем уравнение моментов.

$$\Sigma M_A = 0$$

$$(P_c + F_4^H) \cdot h_1 + (G_4 - R_{6-4}) \cdot h_2 + M_2^H + G_2 \cdot 0,5h_2 - F_2^H \cdot h_3 = 0$$

Длина плеч сил измеряется на чертеже и пересчитывается с учетом масштабного коэффициента плана положений  $k_l$ .

$$h_1 = 31 \cdot 0,002 = 0,062 \text{ м};$$

$$h_2 = 66 \cdot 0,002 = 0,132 \text{ м};$$

$$h_3 = 3,5 \cdot 0,002 = 0,007 \text{ м}.$$

$$R_{6-4} = G_4 + \frac{(P_c + F_4^H) \cdot h_1 + M_2^H + G_2 \cdot 0,5h_2 - F_2^H \cdot h_3}{h_2} =$$

$$= 83,4 + \frac{(1000 + 247) \cdot 0,062 + 48,9 + 196,2 \cdot 0,066 - 3658 \cdot 0,007}{0,132} = 860 \text{ Н}$$

### 3.3. Расчет реакций в шарнирах.

Реакции  $R_{4-2}$  и  $R_{1-2}$  могут быть найдены сразу (по величине и направлению) из векторных уравнений равновесия  $\Sigma \vec{F} = 0$ .

$$\text{Уравнение равновесия группы: } \vec{P}_c + \vec{G}_4 + \vec{F}_4^H + \vec{R}_{6-4} + \vec{G}_2 + \vec{F}_2^H + \vec{R}_{1-2} = 0$$

$$\text{Уравнение равновесия шатуна: } \vec{R}_{4-2} + \vec{G}_2 + \vec{F}_2^H + \vec{R}_{1-2} = 0$$

Для графического решения построим многоугольник сил

Принимая для изображения силы  $P_c$  графическое значение равное 50 мм, вычисляем масштабный коэффициент

$$k_F = \frac{1000}{50} = 20 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}.$$

План сил, действующих на группу III, представлен на листе 10 (рис. 2).

С плана сил снимаем размеры графических величин определяемых сил и пересчитываем в действительные значения с помощью масштабного коэффициента  $k_F$ .

$$R_{4-2} = 184,5 \cdot 5 = 923 \text{ Н};$$

$$R_{1-2} = 173 \cdot 5 = 865 \text{ Н};$$

$$R_{1-2}^y = 106 \cdot 5 = 530 \text{ Н};$$

$$R_{1-2}^x = 158,5 \cdot 5 = 793 \text{ Н}.$$

Направление определенных реакций в шарнирах  $R_{4-2}$  и  $R_{1-2}$  определяются по плану сил (лист 12, рис. 2)





## ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ СКОЛЬЖЕНИЯ

**Цель работы.** Определить коэффициент трения скольжения для пар трения из различных материалов.

### Теоретическая часть

Силы трения определяются сопротивлением относительному движению. В механизмах трение возникает в кинематических парах: в низших кинематических парах – трение скольжения, в высших – трение качения.

Сила трения скольжения определяется по закону Кулона

$$F = f \cdot N,$$

где  $f$  – коэффициент трения скольжения;

$N$  – сила нормального давления.

Различают:

$f$  – коэффициент кинетического трения (трения движения),

$f_0$  – коэффициент статического трения (трения покоя).

Коэффициент трения покоя всегда больше коэффициента трения движения:

$$f_0 = \operatorname{tg} \alpha_0,$$

где  $\alpha_0$  – угол наклона плоскости в момент начала движения тела (звена).

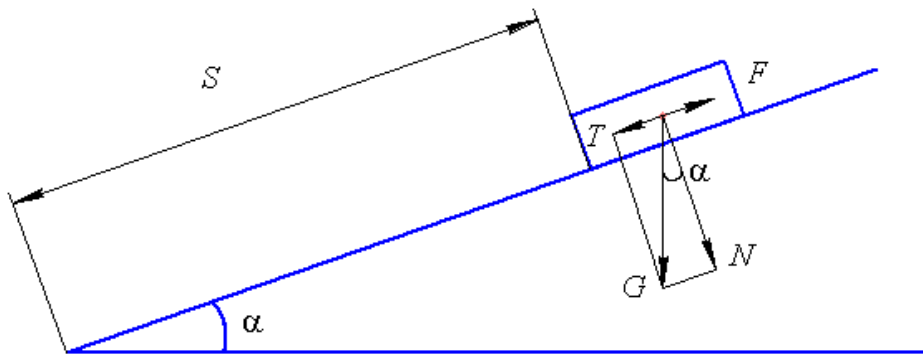


Рис. 1. Тело на наклонной плоскости

Рассмотрим движение тела по наклонной плоскости при  $\alpha > \alpha_0$ .

Сила, под влиянием которой тело движется, равна:

$$P = T - F.$$

Составляющие этого уравнения:

$$F = f \cdot N = f \cdot G \cdot \cos \alpha = f \cdot m \cdot g \cdot \cos \alpha,$$

$$T = G \cdot \sin \alpha = m \cdot g \cdot \sin \alpha,$$

$$P = m \cdot a, \quad S = \frac{at^2}{2}, \quad a = \frac{2S}{t^2};$$

После подстановки составляющих

$$m \cdot \frac{2S}{t^2} = m \cdot g \cdot \sin \alpha - f m \cdot g \cdot \cos \alpha,$$

$$f = \frac{\sin \alpha - \frac{2S}{g \cdot t^2}}{\cos \alpha},$$

где  $t$  – время, за которое тело проходит путь  $S$ .

### Порядок выполнения

1. Установить тело (звено) заданного материала на наклонную плоскость.
2. Постепенно увеличивать угол наклона плоскости до момента начала движения тела. Записать угол наклона и вычислить коэффициент трения покоя по формуле:

$$f_0 = \operatorname{tg} \alpha_0.$$

3. Поднять плоскость до угла наклона  $\alpha > \alpha_0$ . Установить тело на верхний край плоскости (см. рис. 1). Освободить тело и замерить время движения его по плоскости на расстояние  $S$ . Опыт повторить три раза и вычислить среднее значение  $t_{\text{ср}}$ . Вычислить коэффициент трения движения по формуле:

$$f = \frac{\sin \alpha - \frac{2S}{g t_{\text{ср}}^2}}{\cos \alpha}.$$

4. Оформить отчет.

### Контрольные вопросы

1. Дайте определение трению.
2. Какие виды трения вам известны?
3. От каких факторов зависит сила трения при внешнем трении?
4. Какие законы трения вам известны?
5. Что такое трение покоя?
6. Что такое трение скольжения?
7. Как связаны между собой трение покоя и трение скольжения?
8. Что такое коэффициент трения?
9. В каком случае тело находится в равновесии на наклонной плоскости?
10. Другие методы определения коэффициента трения?

# Лабораторная работа

## Определение коэффициента трения скольжения

Исследуемые пары трения:

1. сталь-сталь
2. дерево-сталь
3. оргстекло-сталь

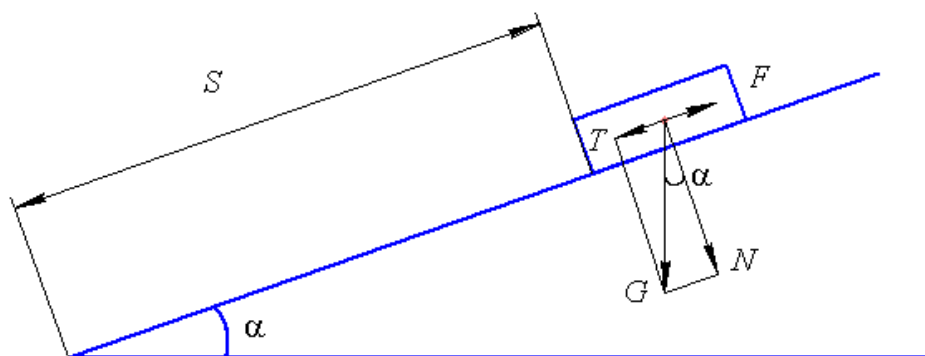


Рис. 1. Схема установки

Результаты опытов представлены в табл. 1.

$\alpha_0$  – максимальный угол при неподвижности груза.

$f_0 = \operatorname{tg} \alpha_0$  – коэффициент статического трения (трения покоя).

$f = \frac{\sin \alpha - \frac{2S}{gt_{\text{ср}}^2}}{\cos \alpha}$  – коэффициент кинетического трения (трения движения).

Время движения определяется по трем замерам

Таблица 1

№ п/п	Пара трения	Результаты измерений и расчетов								
		$\alpha_0$	$f_0$	$\alpha$	$S$	$t_1$	$t_2$	$t_3$	$t_{\text{ср}}$	$f$
1	сталь-сталь									
2	дерево-сталь									
3	оргстекло-сталь									

Работу выполнил студент гр. СГБ-II-006 А.И. Петров

## СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы: ознакомление с механизмами и изучение их структуры, овладение практическими навыками в составлении схем и структурного анализа рычажных механизмов.

### Теоретическая часть

*Звено механизма* – твердое тело, входящее в состав механизма. Звено может содержать одну или несколько деталей, соединенных жестко между собой.

В состав рычажных механизмов могут входить следующие звенья.

- *кривошип* – звено, вращающееся вокруг неподвижной оси на полный оборот;
- *рычаг* – звено, совершающее вращательное движение вокруг неподвижной оси на неполный оборот;
- *коромысло* – рычаг, вращающийся вокруг точки, располагающейся в середине рычага;
- *кулиса* – рычаг, образующий с другим подвижным звеном (ползуном) поступательную пару;
- *шатун* – звено плоского механизма,двигающееся плоско-параллельно;
- *ползун* – звено, совершающее прямолинейное поступательное движение;
- *кулачок* – звено, с поверхностью переменной кривизны;
- *толкатель* – звено кулачкового механизма, взаимодействующее с рабочей поверхностью кулачка и совершающее поступательное движение;
- *стойка* – неподвижное звено механизма.

*Входное (начальное) звено* – звено, которому сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемые движения других звеньев.

*Выходное звено* – звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм.

*Кинематическая пара* – соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение.

*Элемент кинематической пары* – совокупность поверхностей, линий и отдельных точек звена, по которым оно соприкасается с другим звеном.

В *высших кинематических парах* элементом соприкосновения является линия или точка.

В *низших кинематических парах* элементом соприкосновения является поверхность.

*Степенью свободы* механической системы называется число независимых параметров определяющих положение системы. Степень свободы механизма совпадает с числом начальных звеньев

По числу степеней свободы в относительном движении звеньев кинематические пары делятся на одно, двух, трех, четырёх и пятиподвижные, которые налагают на относительное движение звеньев соответственно пять, четыре, три,

две и одну связь. В таблице 1 приведены изображения и характеристики некоторых кинематических пар

Таблица 1

Классификация кинематических пар по числу степеней свободы и числу связей				
Число степеней свободы	Число связей (класс пары)	Название пары	Пример	Условное обозначение
1	5	Вращательная		
1	5	Поступательная		
1	5	Винтовая		
2	4	Цилиндрическая		
2	4	Сферическая с пальцем		
3	3	Сферическая		
3	3	Плоская		
4	2	Цилиндр-плоскость		
5	1	Шар-плоскость		

*Кинематическая цепь* – система звеньев, связанных между собой кинематическими парами.

*Механизм* является кинематической цепью с неподвижным звеном, в которой при заданном движении одного или нескольких звеньев все остальные звенья совершают вполне определенные движения.

В *плоских механизмах* траектории движения точек всех звеньев находятся в параллельных плоскостях. В противном случае механизм является *пространственным*.

*Рычажным* называется механизм, содержащий только низшие кинематические пары.

*Структурная схема* механизма использует условные изображения звеньев без соблюдения размеров и масштаба.

*Кинематическая схема*, как и структурная, использует условные изображения звеньев, но с соблюдением масштаба и размеров звеньев, необходимых для кинематического исследования.

**Закон Ассура.** **Всякий механизм представляет собою совокупность одного или нескольких, двухзвенных (первичных) механизмов и одной или нескольких групп нулевой подвижности.**

*Первичный механизм* (или механизм I класса) состоит из подвижного звена и стойки, образующих кинематическую пару V класса.

*Группой Ассура* (или структурной группой нулевой подвижности) называется кинематическая цепь с кинематическими парами V класса, обладающая нулевой подвижностью ( $W_{zp} = 0$ ) и не распадающаяся на более простые цепи с теми же свойствами.

Структурные группы делятся между собой на классы. В таблице 2 показаны некоторые виды структурных групп для иллюстрации их классификации.

Таблица 2

**Классификация структурных групп Ассура II–VI классов**

Порядок Класс	2	3	4	5
II		—	—	—
III	—			
IV			—	—
V	—			—

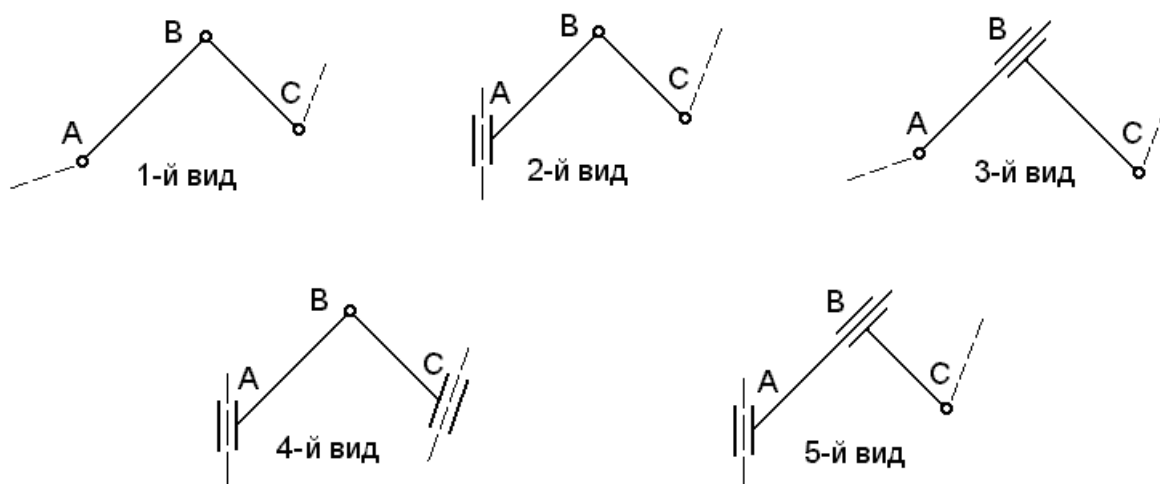


Рис. 1. Виды групп Ассура II класса 2-го порядка

Класс и порядок механизма определяется классом и порядком наиболее сложной из входящих в него групп.

Степень свободы плоского механизма определяется по формуле П. Л. Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4.$$

где  $n$  — число подвижных звеньев,  $p_5$  — число низших пар (пятого класса) и  $p_4$  — число высших пар (четвертого класса).

### Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с механизмом, выявить стойку, входное и выходное звенья. Установить, какие движения совершают звенья, и определить их названия (кривошип, коромысло, шатун, ползун). Установить, из каких деталей состоят звенья.

2. Составить структурную схему рычажного механизма, выдерживая при этом примерные соотношения размеров звеньев. Пронумеровать все звенья (стойку обозначить цифрой 0), а кинематические пары обозначить прописными буквами латинского алфавита.

3. Классифицировать кинематические пары.

4. Найти степень свободы механизма по формуле П. Л. Чебышева.

5. На структурной схеме выделить начальное звено и показать его обобщенную координату относительно стойки.

6. Оставшуюся кинематическую цепь разложить на структурные группы Асура, определив их класс и порядок.

7. Определить класс и порядок механизма.



## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что называется звеном, механизмом, кинематической парой?
2. Что называется стойкой, входным и выходными звеньями?
3. Что называется элементом кинематической пары?
4. Какие кинематические пары называются высшими, и какие – низшими?
5. Как определить подвижность кинематической пары?
6. Как классифицируются кинематические пары в зависимости от подвижности в относительном движении звеньев?
7. Какие механизмы называются рычажными?
8. Какое звено механизма называется кривошипом, шатуном, ползуном, рычагом?
9. Какие механизмы называются плоскими, и какие пространственными?
10. Что представляет собою структурная и кинематическая схемы механизма?
11. Что называется числом степеней свободы механизма?
12. Как определить число степеней свободы плоского рычажного механизма?
13. Что называется обобщенной координатой и начальным звеном механизма?
14. В чем заключается принцип образования плоских рычажных механизмов (принцип Ассура)?
15. Что называется структурной группой (группой Ассура)?
16. Как определить класс плоского рычажного механизма?

## Лабораторная работа Структурный анализ механизма

1. Механизм преобразует \_\_\_\_\_ название движения \_\_\_\_\_ движение входного звена в \_\_\_\_\_ название движения \_\_\_\_\_ движение выходного звена.

2. Механизм состоит из \_\_\_\_ звеньев.

0 – стойка,  
1 – название звена,  
2 – название звена,  
3 – название звена,  
....  
 $n$  – название звена.

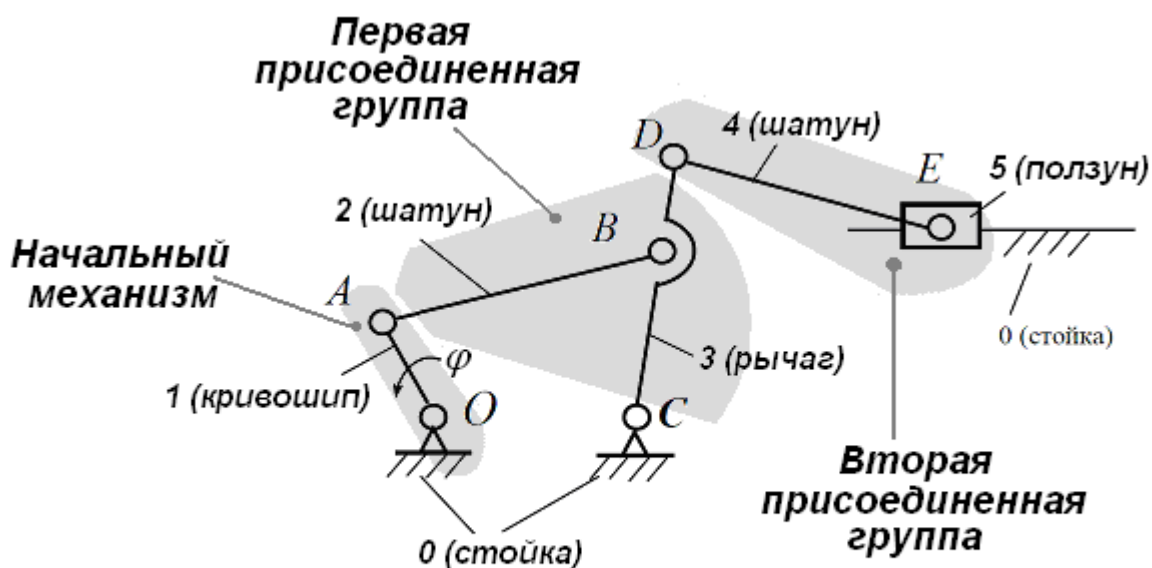
**Изображение  
заданного механизма**

(желательно, но не обязательно)

3. Звенья состоят из деталей:

Стойка 0: перечень деталей,  
Кривошип 1: перечень деталей,  
....  
Ползун 5: перечень деталей

4. Структурная схема механизма.



Обобщенная координата - угол поворота  $\varphi$  кривошипа 1

5. Все кинематические пары низшие (V класса) с геометрическим замыканием. Кинематическая пара «ползун стойка» – поступательная, остальные – вращательные.

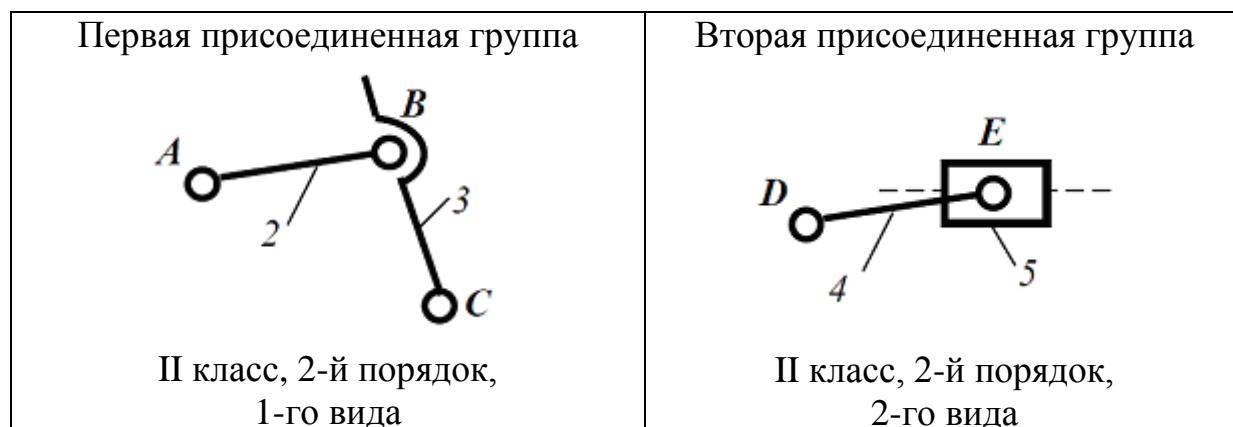
4. Степень свободы механизма.

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1,$$

где  $n$  – число подвижных звеньев,  
 $p_5$  – число низших пар (пятого класса),  
 $p_4$  – число высших пар (четвертого класса)

5. Механизм имеет одну степень свободы, следовательно, положения всех звеньев определяются одной обобщенной координатой. Примем кривошип 1 за начальное звено. В качестве обобщенной координаты выберем угол поворота  $\varphi$  кривошипа 1.

6. Оставшуюся после выделения первичного механизма (стойки и начального звена) кинематическую цепь разложим на две структурные группы.



7. Так как самой сложной группой Асура в составе механизма является группа II класса и 2-го порядка, то и механизм в целом относится ко II классу. 2-му порядку.

**Работу выполнил студент гр. СГБ-II-006 А.И. Петров**

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ И МОМЕНТА ИНЕРЦИИ ЗВЕНА МЕХАНИЗМА СПОСОБОМ ФИЗИЧЕСКОГО МАЯТНИКА

*Цель работы:* определение расположения центра тяжести детали и моментов инерции.

### Теоретическая часть

Момент инерции тела характеризует инерционные свойства тела при вращательном движении и зависит не только от массы тела, но и от ее распределения относительно оси вращения:

$$J = \sum mr^2.$$

Для простых, геометрических правильных форм твердых тел, масса которых равномерно распределена по объему, моменты инерции определяются по известным формулам. Для тел неоднородных и неправильной формы момент инерции определяется опытным путем. Рассмотрим один из них.

Звено механизма, подвешенное на призме (рис. 1) и совершающее колебательное движение, представляет собой физический маятник.

Период малых колебаний физического маятника (при углах отклонения  $\varphi < 15^\circ$ ) определяется по формуле:

$$T_1 = 2\pi \sqrt{\frac{J_A}{mgl_1}},$$

где  $J_A$  – момент инерции звена относительно оси, проходящей через точку подвеса,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;

$m$  – масса звена,  $\text{кг}$ ;

$g$  – ускорение свободного падения;

$l_1$  – расстояние от точки подвеса звена до центра тяжести звена.

Отсюда находим момент инерции звена относительно точки подвеса

$$J_A = \frac{T_1^2}{4\pi^2} mgl_1.$$

Согласно теореме Штейнера момент инерции относительно точки подвеса связан с моментом инерции относительно центра тяжести соотношением:

$$J_A = J_0 + ml_1^2.$$

Центр тяжести звена определяется путем замера периодов колебания звена при подвешивании его на призму поочередно на противоположные втулки (точки  $A$  и  $B$ ). Совместным решением уравнений

$$J_A = J_0 + ml_1^2 \quad \text{и} \quad J_B = J_0 + ml_2^2$$

с учетом, что  $l_0 = l_1 + l_2$  находится положение центра тяжести.

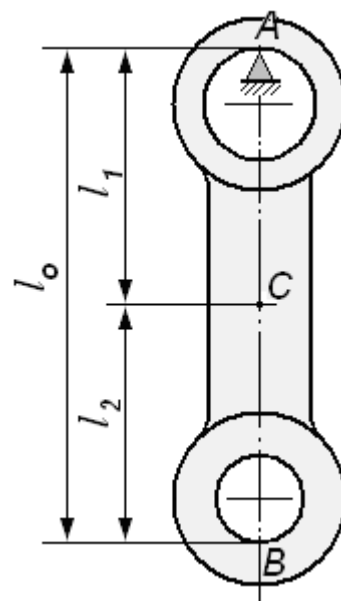


Рис. 1

$$l_1 = l_0 \frac{gT_2^2 - 4\pi^2 l_0}{(T_1^2 + T_2^2)g - 8\pi^2 l_0}.$$

### *Порядок выполнения работы*

1. Изучить теоретические основы лабораторной работы.
2. Определить  $m$  массу испытываемого звена путем взвешивания.
3. Измерить расстояние  $l_0$  между точками подвеса звена.
4. Подвесить звено механизма на призму поочередно и определить период полного колебаний  $T_1$  (подвес в точке  $A$ ) и  $T_2$  (подвес в точке  $B$ ), для чего отклонить звено от вертикали на угол  $6^\circ - 10^\circ$  и замерить время 10-ти колебаний. Каждый замер провести трижды.
5. Определить положение центра тяжести.
6. Определить момент инерции относительно точки подвеса  $J_1$ .
7. Определить момент инерции относительно центра тяжести  $J_0$ .
8. Оформить отчет. Отчет должен содержать название и цель работы, схему опыта, необходимые расчеты и полученные результаты.

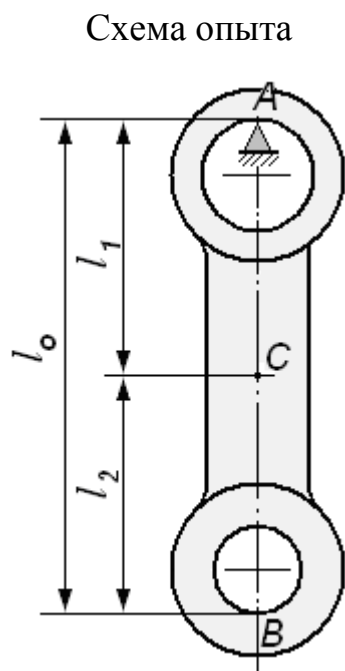
### **КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ**

1. Что такое физический маятник.
2. Что такое центр тяжести.
3. Что такое момент инерции тела.
4. В чем суть теоремы Штейнера.
5. От чего зависит величина момента инерции звена.
6. Как определить момент инерции опытным путем.
7. Как рассчитать момент инерции звена относительно центра тяжести.
8. Как определить расположение центра тяжести плоской геометрической фигуры.

## Лабораторная работа

# Определение положения центра тяжести и момента инерции звена механизма способом физического маятника

**Цель работы:** определение расположения центра тяжести детали и моментов инерции.



## Результаты измерений

Величина	Обозначение	Единица измерения	Величина
Масса	$m$	кг	0,5
Длина	$l_0$	м	0,216
Период колебаний вокруг точки A	$10T_1$	с	17,4
			17,4
			17,3
Период колебаний вокруг точки B	$10T_2$	с	19,7
			19,8
			19,7

$$J_A = \frac{T_1^2}{4\pi^2} mgl_1, \quad J_B = \frac{T_2^2}{4\pi^2} mgl_2,$$

$$J_A = J_0 + ml_1^2, \quad J_B = J_0 + ml_2^2.$$

Совместное решение этих уравнений дает

$$l_1 = l_0 \frac{gT_2^2 - 4\pi^2 l_0}{(T_1^2 + T_2^2)g - 8\pi^2 l_0} \quad \text{и} \quad l_2 = l_0 \frac{gT_1^2 - 4\pi^2 l_0}{(T_1^2 + T_2^2)g - 8\pi^2 l_0}$$

1. Определение среднего значения периода колебаний

$$T_1 = \frac{1}{10} \cdot \frac{17,4 + 17,4 + 17,3}{3} = 1,737 \text{ с},$$

$$T_2 = \frac{1}{10} \cdot \frac{19,7 + 19,8 + 19,7}{3} = 1,973 \text{ с}.$$

2. Определение положения центра тяжести C звена

$$l_1 = l_0 \frac{gT_2^2 - 4\pi^2 l_0}{(T_1^2 + T_2^2)g - 8\pi^2 l_0} = 0,216 \frac{9,81 \cdot 1,973^2 - 4 \cdot 3,14^2 \cdot 0,216}{(1,737^2 + 1,973^2) \cdot 9,81 - 8 \cdot 3,14^2 \cdot 0,216} = 0,125 \text{ м},$$

$$l_2 = l_0 \frac{gT_1^2 - 4\pi^2 l_0}{(T_1^2 + T_2^2)g - 8\pi^2 l_0} = 0,216 \frac{9,81 \cdot 1,737^2 - 4 \cdot 3,14^2 \cdot 0,216}{(1,737^2 + 1,973^2) \cdot 9,81 - 8 \cdot 3,14^2 \cdot 0,216} = 0,091 \text{ м}$$

3. Определение момента инерции относительно точки подвеса

$$J_A = \frac{T_1^2}{4\pi^2} mgl_1 = \frac{1,737^2}{4 \cdot 3,14^2} \cdot 0,5 \cdot 9,81 \cdot 0,125 = 0,0469 \text{ кг м}^2$$

4. Определение момента инерции относительно центра тяжести

$$J_0 = J_A - ml_1^2 = 0,0469 - 0,5 \cdot 0,125^2 = 0,0391 \text{ кг м}^2.$$

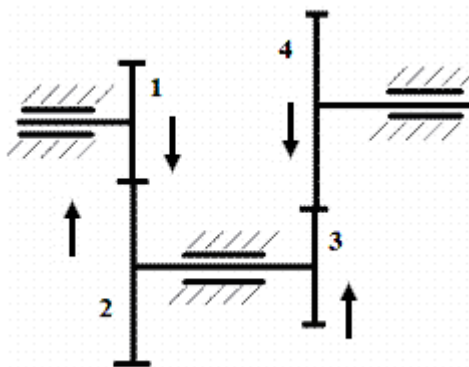
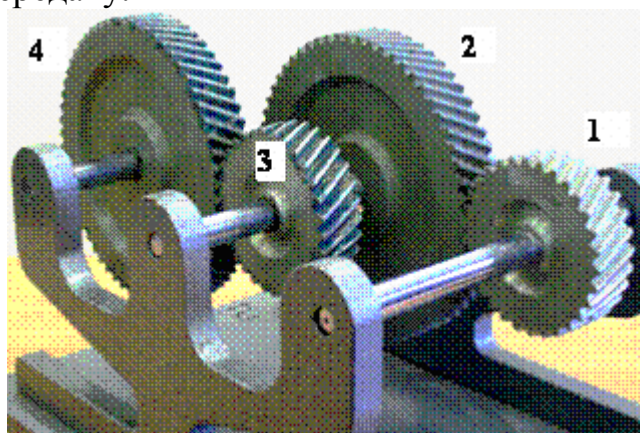
**Работу выполнил студент гр. СГБ-П-006 А.И. Петров**

## ИССЛЕДОВАНИЕ МНОГОСТУПЕНЧАТОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

*Цель работы:* ознакомление с принципами построения многоступенчатых зубчатых передач и определение их передаточного отношения.

### Теоретическая часть

Простейший зубчатый механизм состоит из двух зубчатых колес ведущего и ведомого, которые одновременно являются входным и выходным звеном, соответственно. Для получения больших передаточных отношений в машинах часто применяют сложные зубчатые механизмы, имеющие кроме входного и выходного несколько промежуточных колес, каждое из которых вращается вокруг своей оси. При передаче вращения с входного колеса на промежуточные колеса и с них на выходное колесо скорость вращения звеньев изменяется последовательно отдельными ступенями. Следовательно, сложную зубчатую передачу можно разделить на отдельные части – *ступени*, каждая из которых представляет собой два колеса, образующих зубчатое зацепление. В соответствии с этим зубчатые передачи подразделяются на одно- и многоступенчатые. Количество ступеней равно числу зубчатых зацеплений, образованных зубчатыми колесами механизма. Одно колесо может входить в две ступени. Любая ступень может представлять собой цилиндрическую, коническую, червячную и т.д. передачу.



Общее передаточное число (отношение) зубчатой передачи при последовательном соединении ступеней равно произведению передаточных чисел входящих в них ступеней. Для передачи, представленной на рисунке

$$u_{14} = u_{12} \cdot u_{34} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \left(-\frac{z_4}{z_3}\right) = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}.$$

Знак минус означает смену направления вращения ступени. На кинематической схеме направление вращения показывается условной стрелкой.

Зубчатые колеса, числа зубьев которых не влияют на общее передаточное отношение механизма, называются паразитными. Они применяются для получения нужного направления выходного вала.



### **Порядок выполнения работы**

1. Изучить теоретические основы лабораторной работы.
2. Определить количество зубьев каждого зубчатого колеса.
3. Определить возможные варианты сочетания ступеней.
4. Вычертить кинематические схемы каждого варианта.
5. Определить направления вращения каждого зубчатого колеса и сделать вывод о реверсивности передачи в целом.
6. Определить число ступеней и передаточное отношение каждого варианта.
7. Проверить передаточные отношения опытным путем.
8. Оформить отчет. Отчет должен содержать название и цель работы, схему опыта, необходимые расчеты и полученные результаты.

### **КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ**

1. Что такое ступень передачи.
2. Что такое паразитная шестерня.
3. Для чего применяются паразитные шестерни
4. Как определяется общее передаточное отношение многоступенчатой передачи.
5. Что означает отрицательное передаточное отношение.
6. Как определить направление вращения выходного вала.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

*Цель работы.* Ознакомление с методом распознавания параметров эвольвентного зубчатого зацепления.

### Теоретическая часть

При ремонте различных механизмов часто приходится определять параметры зубчатых передач не по паспортным данным, а с помощью мерительного инструмента. При этом вследствие износа и потери первоначальной формы зубьев передачи измерение приводит к неточному определению параметров зубчатого зацепления. В таких случаях требуется уметь по фактическому замеру восстановить исходные размеры, для подбора или изготовления шестерни для замены изношенной. Основными параметрами, подлежащими распознаванию, являются: модуль зубьев, угол профиля исходного контура, коэффициенты смещения инструмента, высотные пропорции зубьев. Зная эти параметры, можно, используя соответствующие расчетные зависимости, определить размеры зубчатых колес и передачи (окружные шаги, диаметры окружностей, толщины зубьев и т.д.)

Для колеса с эвольвентным профилем зубьев модуль и угол профиля исходного контура можно вычислить по основному окружному шагу. Следовательно, исходными данными для решения поставленной задачи является определение окружного шага передачи. Основной окружной шаг имеет одно и то же значение зубчатых колес, нарезанных как без смещения (при нулевой установке рейки), так и со смещением инструмента. По свойству эвольвенты расстояние по нормали между двумя соседними эвольвентами равно основному окружному шагу. Окружной шаг можно получить прямым измерением. Основной шаг определяется как разность из двух замеров длины общей нормали (рис. 1).

$$P_b = W_n - W_{n-1},$$

где  $W_n$  – длина общей нормали при охвате  $n$  зубьев;

$W_{n-1}$  – длина общей нормали при охвате  $(n - 1)$  зубьев.

Износ зубьев уменьшает длину общей нормали. Поэтому при измерении  $W_n$  и  $W_{n-1}$  число охватываемых зубьев выбирается как можно большим. Это уменьшит погрешность измерения, обусловленную износом.

При этом губки штангенциркуля не должны упираться тыльной стороной в боковые поверхности соседних зубьев. Плоскость расположения штангенциркуля при измерении – перпендикулярна оси вращения колеса. Для повышения точности измерение выполняется три ра-

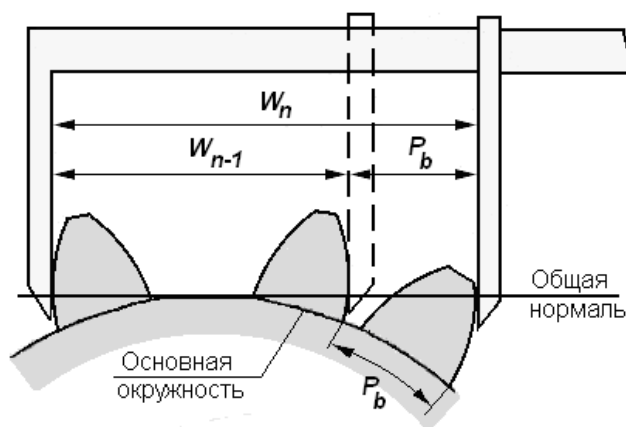


Рис. 1

за в разных местах зубчатого колеса. В дальнейшем используются среднеарифметические величины.

$$W_n = \frac{1}{3}(W_n^{(1)} + W_n^{(2)} + W_n^{(3)}),$$

$$W_{n-1} = \frac{1}{3}(W_{n-1}^{(1)} + W_{n-1}^{(2)} + W_{n-1}^{(3)}).$$

Рассчитанный по соотношению основной окружной шаг уточняется по ГОСТ 9563-60 (табл. 1). Принимается  $P_b$ , ближайший к измеренному, отличающийся в большую сторону.

По уточненному основному окружному шагу в той же таблице 1 находятся модуль  $m$  зубьев и угол профиля  $\alpha$ . Значения модуля зубьев стандартизованы (ГОСТ 9563-60).

Модуль зацепления можно определять по формуле

$$m = \frac{d_a}{z + 2},$$

где  $d_a$  - диаметр окружности выступов колеса (измеряется),  $z$  - число зубьев (подсчитывается).

Но при этом необходимо иметь в виду, что на диаметр поверхности выступов колеса задается допуск. Кроме того, при нечетном  $z$  измерить непосредственно указанный диаметр затруднительно. Поэтому значение модуля зубьев, рассчитанное таким образом, требует уточнения.

При выполнении лабораторной работы значения тригонометрических величин и числа  $\pi = 3,1415926535...$  принимать с точностью, соответствующей точности измерений. Значения длин отрезков общей нормали определять с точностью до сотых долей мм; округление результатов вычислений выполнять по правилам приближенных вычислений.

Таблица 1

### ГОСТ 9563-60

Модуль $m$ , мм	Значения основных шагов $P_b$ , мм	
	$\alpha = 20^0$	$\alpha = 15^0$
1,25	3,690	3,793
1,50	4,428	4,552
1,75	5,166	5,310
2,00	5,904	6,059
2,25	6,642	6,828
2,5	7,380	7,586
2,75	8,118	8,345
3,00	8,856	9,104
3,5	10,332	10,621
4,00	11,808	12,138
4,50	13,285	13,655
5,00	14,761	15,173
5,50	16,237	16,690
6,00	17,718	18,207
6,50	19,189	19,725
7,00	20,665	21,242
8,00	23,617	24,276
9,00	26,569	27,311
10,00	29,521	30,345
11,00	32,473	33,379
12,00	35,426	36,415

### Порядок выполнения работы

1. Подсчитать число зубьев  $z$  колеса.
2. Подобрать число  $n$  обхвата зубьев штангенциркулем.

3. Измерить отрезки  $W_n$  и  $W_{n-1}$  общей нормали, каждый три раза, и найти их средние значения.
4. Определить значение основного окружного шага  $P_b$  и уточнить его по таблице.
5. По таблице по уточненному основному окружному шагу найти модуль  $m$  зубьев и угол профиля  $\alpha$ .
6. Используя найденный модуль  $m$  рассчитать параметры зубчатого колеса.
9. Составить отчет.

### **Контрольные вопросы**

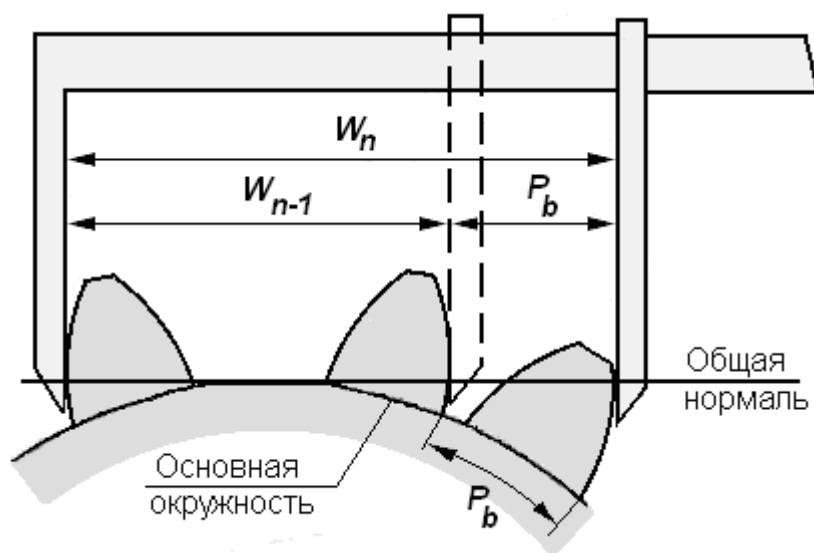
1. Что такое модуль зацепления.
2. Почему стандартизован модуль, а не шаг зубьев.
3. Связь модуля с другими параметрами зубчатого колеса.
4. Свойства эвольвенты.
5. Как определяется модуль зубчатого колеса.

## Лабораторная работа

**Определение основных параметров эвольвентного зубчатого зацепления**

Цель работы: ознакомление с методом распознавания параметров эвольвентного зубчатого зацепления.

1. Схема измерения представлена на рисунке



2. Число зубьев колеса:  $z = 17$

3. Число зубьев, обхватываемых измерением:  $n = 4$

4. Результаты измерения

	Измерение № 1	Измерение № 2	Измерение № 3
$W_n$			
$W_{n-1}$			

$$W_n = \frac{1}{3}(W_n^{(1)} + W_n^{(2)} + W_n^{(3)}),$$

$$W_{n-1} = \frac{1}{3}(W_{n-1}^{(1)} + W_{n-1}^{(2)} + W_{n-1}^{(3)}).$$

5. Основной окружной шаг колеса, найденный измерением

$$P_b = W_n - W_{n-1}, \text{ мм}$$

6. Уточненное значение основного окружного шага (табличное)

$$P_b, \text{ мм}$$

7. Модуль зубьев и угол профиля

$$m, \text{ мм}$$

$$\alpha, \text{ градусы}$$

8. Толщина зуба по основной окружности измеряемого колеса:

$$S_b = W_n - (n-1)P_b, \text{ мм.}$$

9. Высота головки и ножки зуба

$$\text{Головка} \quad h' = m$$

Ножка  $h'' = 1,25 \text{ m}$

Высота зуба  $h = 2,25 \text{ m}$

10. Диаметр делительной окружности

$$d = mz$$

10. Диаметр окружности выступов

$$D_e = m \cdot (z + 2)$$

11. Диаметр окружности впадин

$$D_i = d - 2h''$$

Работу выполнил А.Б. Петров (гр. СГБ–II–006)

## ОЦЕНКА ПОГРЕШНОСТИ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТА

*Цель работы:* освоение методов оценки погрешности результатов эксперимента.

**Теоретическая часть**

Количественной характеристикой качества измерений является погрешность измерения  $\Delta X$ , определяемая как разность между измеренным  $X_{изм}$  и действительным  $X_0$  значением измеряемой величины

$$\Delta X = X_{изм} - X_0.$$

Погрешность  $\Delta X$  называется *абсолютной* и имеет размерность измеряемой величины. *Относительная* погрешность выражается в долях измеряемой величины безразмерным числом или в процентах.

$$\delta X = \frac{\Delta X}{X_0}.$$

В общем случае погрешность любого измерения состоит из трех составляющих: методической, инструментальной и субъективной.

$$\Delta X = \Delta X_{мет} + \Delta X_{инстр} + \Delta X_{суб}.$$

*Методическая погрешность (погрешность метода)* – составляющая погрешности, обусловленная несовершенством метода измерений. При непосредственном измерении эта погрешность может быть принята равной нулю. *Инструментальная погрешность (погрешность прибора)* – составляющая погрешности, обусловленная несовершенством применяемого средства измерения, нормируется по отношению к пределу измерения прибора. Берется из паспортных данных средства измерения. *Субъективная (личная) погрешность* – составляющая погрешности, обусловленная восприятием оператора. Обычная оценка этой погрешности для стрелочного прибора – половина цены деления шкалы, для цифровых приборов принимается равной нулю.

Если результат эксперимента определяется по нескольким измерениям различных величин, то общая погрешность может быть рассчитана с использованием понятия полного дифференциала функции  $F(q_1, q_2, \dots, q_n)$ .

$$dF = \frac{\partial F}{\partial q_1} dq_1 + \frac{\partial F}{\partial q_2} dq_2 + \dots + \frac{\partial F}{\partial q_n} dq_n$$

Полагая за измеряемые величины  $X_1, X_2, \dots, X_n$  переменными, и заменяя дифференциалы на конечные приращения, характеризующие погрешности измерения переменных  $\Delta X_1, \Delta X_2, \dots, \Delta X_n$ , получим выражение для абсолютной погрешности определения результата эксперимента  $\Delta F$ .

$$\Delta F = \frac{\partial F}{\partial X_1} \Delta X_1 + \frac{\partial F}{\partial X_2} \Delta X_2 + \dots + \frac{\partial F}{\partial X_n} \Delta X_n.$$

В данной лабораторной работе требуется оценить погрешность результата определения центрального момента инерции звена механизма, выполненного методом физического маятника.

Звено механизма, подвешенное на призме (рис. 1) и совершающее колебательное движение, представляет собой физический маятник.

Период малых колебаний физического маятника (при углах отклонения  $\varphi < 10^\circ$ ) определяется по формуле:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{J_A}{mgl}},$$

где  $J_A$  – момент инерции звена относительно оси, проходящей через точку подвеса,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;

$m$  – масса звена,  $\text{кг}$ ;

$g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ ;

$l$  – расстояние от точки подвеса звена до центра тяжести звена,  $\text{м}$ .

Отсюда находим момент инерции звена относительно точки подвеса

$$J_A = \frac{T^2}{4\pi^2} mgl.$$

Используя теорему Штернера, определяем момент инерции относительно центра тяжести

$$J_O = J_A - ml^2 = \frac{T^2}{4\pi^2} mgl - ml^2.$$

Таким образом, для вычисления центрального момента инерции необходимо установить величины  $m$ ,  $l$  и  $T$ .

Погрешность определения  $J_O$  вычислим следующим образом. Считая найденный момент инерции  $J_O$  функцией трех переменных  $m$ ,  $l$  и  $T$ , запишем ее полный дифференциал

$$dJ_O = \frac{\partial J_O}{\partial m} dm + \frac{\partial J_O}{\partial l} dl + \frac{\partial J_O}{\partial T} dT.$$

Вычислив частные производные и заменив дифференциалы на конечные приращения, характеризующие погрешности измерения переменных  $m$ ,  $l$  и  $T$ , получим выражение для абсолютной погрешности определения  $J_O$ .

$$\Delta J_O = \left( \frac{T^2}{4\pi^2} gl - l^2 \right) \Delta m + \left( \frac{T^2}{4\pi^2} mg - 2ml \right) \Delta l + \frac{2T}{4\pi^2} mgl \Delta T.$$

Относительная погрешность

$$\delta J_0 \% = \frac{\Delta J_0}{J_0} \cdot 100\%.$$

### Порядок выполнения работы

9. Изучить теоретические основы лабораторной работы.

10. Определить  $m$  массу испытываемого звена путем взвешивания.

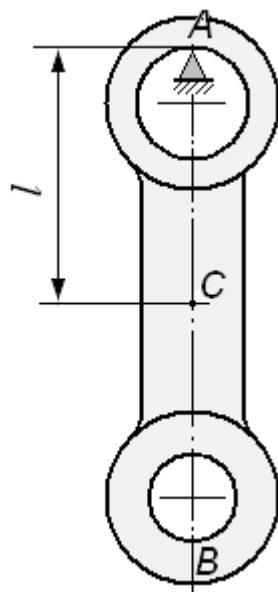


Рис. 1



11. Оценить погрешность взвешивания  $\Delta m$ .
12. Определить расстояние  $l$  от точки подвеса до центра тяжести звена.
13. Оценить погрешность измерения  $\Delta l$ .
14. Подвесить звено механизма на призму и определить период полного колебаний  $T$ , для чего отклонить звено от вертикали на угол  $6^\circ - 10^\circ$  и замерить время 10-ти колебаний. Каждый замер провести трижды.
15. Оценить погрешность измерения периода  $\Delta T$ .
16. По полученным данным вычислить центральный момент инерции звена.
17. Оценить погрешность результата эксперимента  $\Delta J$ .
18. Оформить отчет. Отчет должен содержать название и цель работы, схему опыта, необходимые расчеты и полученные результаты.

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Погрешность измерения.
2. Погрешность метода.
3. Инструментальная погрешность.
4. Субъективная погрешность.
5. Общая погрешность результата эксперимента.
6. Абсолютная и относительная погрешность.

## Лабораторная работа

## Оценка погрешности результатов эксперимента

*Цель работы:* освоение методов оценки погрешности результатов эксперимента.

## 1. Определение массы звена

Масса определяется взвешиванием на весах ВЭД15Т (погрешность измерения в пределах 0–6 кг составляет 0,002 кг).

$$m = 0,524 \text{ кг.}$$

## 2. Оценка погрешности измерения массы.

Для прямого измерения методическая погрешность может быть принята равной нулю.

$$\Delta m_{\text{мет}} = 0.$$

Инструментальная погрешность принимается согласно паспортным данным средства измерения.

$$\Delta m_{\text{инстр}} = 0,002 \text{ кг.}$$

Субъективная (личная) погрешность для цифровых приборов принимается равной нулю.

$$\Delta m_{\text{суб}} = 0.$$

$$\Delta m = \Delta m_{\text{мет}} + \Delta m_{\text{инстр}} + \Delta m_{\text{суб}} = 0 + 0,002 + 0 = 0,002 \text{ кг.}$$

## 3. Определение положения центра тяжести звена

Положение центра тяжести определяется способом подвешивания. Схема измерения показана на рисунке.

$$l = 0,216 \text{ м.}$$

## 4. Оценка погрешности определения положения центра тяжести массы.

При измерении линейкой инструментальная погрешность может быть принята равной нулю.

$$\Delta l_{\text{инстр}} = 0.$$

Субъективная (личная) погрешность принимается равной половине цены деления.

$$\Delta l_{\text{суб}} = 0,0005 \text{ м.}$$

Погрешность метода связана с оценкой геометрии измерения оператором, поэтому примем методическую погрешность равной субъективной.

$$\Delta l_{\text{мет}} = 0,0005 \text{ м.}$$

$$\Delta l = \Delta l_{\text{мет}} + \Delta l_{\text{инстр}} + \Delta l_{\text{суб}} = 0,0005 + 0 + 0,0005 = 0,001 \text{ м.}$$

## 5. Определение периода колебаний

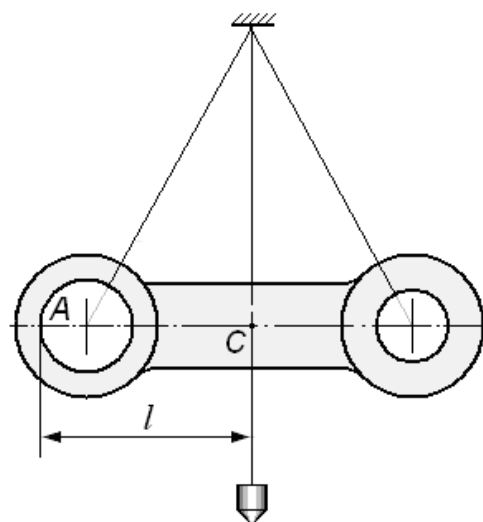


Схема определения положения центра тяжести

Период колебаний определяется с помощью троекратного замера времени десяти полных колебаний. Схема опыта показана на рисунке.

Результаты измерений:  $t_1 = 17,42$  с;  $t_2 = 17,46$  с;  $t_3 = 17,35$  с.

$$T = \frac{1}{10} \cdot \frac{t_1 + t_2 + t_3}{3} = \frac{1}{10} \cdot \frac{17,42 + 17,46 + 17,35}{3} = 1,741 \text{ с},$$

6. Оценка погрешности определения периода колебаний

Для прямого измерения методическая погрешность может быть принята равной нулю.

$$\Delta T_{\text{мет}} = 0.$$

Инструментальная погрешность может быть принята равной последнему разряду измерения.

$$\Delta T_{\text{инстр}} = 0,01 \text{ с}.$$

Субъективная погрешность связана с оценкой оператором момента окончания колебания и принимается равной разбросу результатов измерений.

$$\Delta T_{\text{суб}} = 17,46 - 17,35 = 0,11 \text{ с}.$$

Поскольку измерялось время десяти колебаний, погрешность определения периода колебаний будет в 10 раз меньше.

$$\Delta T = \frac{1}{10} (\Delta T_{\text{мет}} + \Delta T_{\text{инстр}} + \Delta T_{\text{суб}}) = \frac{1}{10} (0 + 0,1 + 0,11) = 0,021 \text{ с}.$$

7. Определение центрального момента инерции

$$J_O = \frac{T^2}{4\pi^2} mgl - ml^2 = \frac{1,741^2}{4 \cdot 3,14^2} \cdot 0,524 \cdot 9,81 \cdot 0,216 - 0,524 \cdot 0,216^2 = 0,0609 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

8. Оценка погрешности результатов эксперимента

$$\begin{aligned} \Delta J_O &= \left( \frac{T^2}{4\pi^2} gl - l^2 \right) \Delta m + \left( \frac{T^2}{4\pi^2} mg - 2ml \right) \Delta l + \frac{2T}{4\pi^2} mgl \Delta T = \\ &= \left( \frac{1,741^2}{4 \cdot 3,14^2} \cdot 9,81 \cdot 0,216 - 0,216^2 \right) \cdot 0,002 + \left( \frac{1,741^2}{4 \cdot 3,14^2} \cdot 0,524 \cdot 9,81 - 2 \cdot 0,524 \cdot 0,216 \right) \cdot \\ &\cdot 0,001 + \frac{2 \cdot 1,741}{4 \cdot 3,14^2} \cdot 0,524 \cdot 9,81 \cdot 0,216 \cdot 0,021 = 0,00246 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \end{aligned}$$

Относительная погрешность

$$\delta J_O \% = \frac{\Delta J_O}{J_O} \cdot 100\% = \frac{0,00246}{0,0609} \cdot 100\% = 4,04\%.$$

9. Результат эксперимента

$$J_O = 0,0609 \pm 0,00246 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

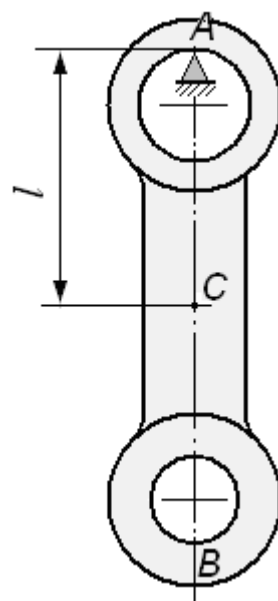


Схема опыта

Работу выполнил студент гр. СГБ-II-006 А.И. Петров

## СОДЕРЖАНИЕ

Анализ плоского механизма .....	3
Лаб. раб. № 1 «Определение коэффициента трения скольжения» .....	18
Лаб. раб. № 2 «Структурный анализ механизмов» .....	21
Лаб. раб. № 3 «Определение положения центра тяжести и момента инерции звена механизма способом физического маятника .....	26
Лаб. раб. № 4 «Исследование многоступенчатой зубчатой передачи» ....	32
Лаб. раб. № 5 «Определение основных параметров эвольвентного зубчатого зацепления .....	34
Лаб. раб. № 6 «Оценка погрешности результатов эксперимента». ....	39

## Список использованной литературы

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин : Учеб. для вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Наука, 1988. – 639 с.
2. Теория механизмов и механика машин / Под ред. К.В. Фролова : Учеб. для вузов. – 5-е изд., стер.– М. : Высш. Шк., 2005. – 496 с.
3. Олешко, С.Б. Прикладная механика : учебно-методическое пособие – РГУПС – Ростов н/Д, 2008. – 42 с.

*Учебное издание*

**Олешко** Сергей Борисович

## **ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА**

Учебно-методическое пособие для практических и лабораторных работ

Печатается в авторской редакции  
Технический редактор Н.С. Федорова

Подписано в печать \_\_\_\_\_ Формат 60×84/16.  
Бумага газетная. Ризография. Усл. печ. л. \_\_\_\_  
Тираж \_\_\_\_ экз. Изд. № \_\_\_\_\_. Заказ \_\_\_\_\_

Редакционно-издательский центр ФГБОУ ВО РГУПС

---

Адрес университета: 344038, г. Ростов-на-Дону, пл. Ростовского Стрелкового  
Полка Народного Ополчения, 2.