

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО  
СПЕЦИАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

**ТАШКЕНТСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО  
ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА ИМЕНИ ИСЛАМА  
КАРИМОВА АЛМАЛИКСКИЙ ФИЛИАЛ**

**У.А.АБДУВАЛИЕВ**

**УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ К  
ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА ПО  
ПРЕДМЕТУ**

**ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН**

**АЛМАЛЫК - 2021**

УДК 621.01

Рассмотрены и рекомендованы к изданию методической комиссией Ташкентского государственного технического университета им. Ислама Каримова Алмалыкского филиала от 29 июня 2020 года Протокол № 10

Составитель: У.А.Абдувалиев доц., к.т.н.

Рецензенты: к.т.н., доц., Н.Б.Баратов каф. «ДМ и СМ» ТГТУ  
к.т.н., доц. И.Н. Нугманов каф. «ТМ» ТГТУ АФ

У.А.Абдувалиев. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин : учебно-методическое пособие. У. А. Абдувалиев. – Алмалык: Из-во , 2021. 58 стр.

В учебно-методическом пособии приведены содержание и требования по выполнения курсового проекта по теории механизмов и машин, как в целом, так и каждого из трех разделов: «Рычажный механизм», «Зубчатый механизм» и «Кулачковый механизм». Изложены некоторые основные положения из теории; приведены задания по указанным разделам с исходными данными, примеры выполнения структурного, кинематического и силового анализа рычажных механизмов, синтеза зубчатых и кулачковых механизмов.

Учебное пособие предназначено для студентов бакалавров ТГТУ АФ, обучающиеся в очной, заочной и вечерней форме по направлениям: 5320200-Технология машиностроения, оборудования производства машиностроения и автоматизация; 5320300 - Технологические машины и оборудования (машиностроение и обработка металлов) и др.

Абдувалиев У.А.

Алмалык: Из-во

Табл. 6. Прил. 4. Рис.15. Библиогр. 5 названий

© Ташкентский государственный технический университет Алмалыкский филиал, 2021

© У.А.Абдувалиев,

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящее учебно-методическое пособие предназначена для выполнения курсового проекта по предмету “Теория механизмов и машин”. Известно, что многие приводы станков состоят из кривошипно-ползунных, зубчатых, кулачковых и др. механизмов. Рассмотрены структурный анализ, кинематические и динамические задачи рычажных механизмов. Определены геометрические и кинематические параметры простых и планетарных зубчатых механизмов, а также выполнены задачи синтеза кулачковых механизмов. Для решения этих задач приведены сведения о станках и их кинематические схемы.

Учебное пособие предназначена для студентов обучающиеся в технических и энергетических направлениях, а также могут быть использована преподавателями при выполнении научно-исследовательских работ.

Предлагаемое учебно-методическое пособие по предмету «Теории механизмов и машин» написана для студентов обучающиеся в высших технических учебных заведений, на основе учебной программы, утвержденной Министерством высшего и среднего специального образования республики Узбекистан.

## ВВЕДЕНИЕ

В подготовке инженеров машиностроительного и сельскохозяйственного и др. производства большую роль играет курс «Теория машин и механизмов» (ТММ), который рассматривает общие методы исследования и проектирования механизмов и машин. При освоении курса ТММ студенты изучают различные виды механизмов, их структуру, кинематические и динамические свойства, что необходимо для понимания принципов работы отдельных механизмов и их взаимодействия в машинах. Дисциплина «Теория машин и механизмов» является научной основой для последующего изучения специальных дисциплин. Для студентов инженерных специальностей курсовой проект по теории машин и механизмов является первой самостоятельной расчетно-графической работой, которая помогает студентам получать и развивать навыки исследования и проектирования механизмов и машин. В процессе работы над курсовым проектом студент должен применить теоретические знания для решения практических задач, научиться пользоваться справочной, методической и другой технической литературой. Курсовой проект состоит из 3-х листов чертежей формата А1 (841 × 594 мм) и пояснительной записки в объеме 45–50 листов формата А4 (210 × 297 мм) рукописного или 30–35 листов машинописного текста. В начале курсового проектирования студенту выдается задание установленной кафедрой формы с указанием срока окончания выполнения курсового проекта. Задание подписывает руководитель проекта и студент. К заданию прилагается график работы на весь период проектирования, в течение которого преподаватели кафедры проводят консультации. По окончании каждого этапа проектирования студент представляет руководителю проекта оформленные листы пояснительной записки и чертеж. Правильно выполненные разделы проекта преподаватель подписывает на штампе чертежа. Для студентов заочного

отделения консультации проводятся в «дни заочника». Полностью выполненный курсовой проект студент заочного отделения представляет (на кафедру) для рецензирования. Проверая проект, преподаватель указывает на все ошибки и дает пояснение к замечаниям, которые необходимо устранить. По итогам рецензирования курсовой проект оценивается: в случае положительной оценки словами – «допущен к защите», а в случае отрицательной оценки – «не допущен к защите». Получив положительную рецензию, студент защищает курсовой проект на кафедре. Оценка за проект учитывает качество его выполнения и выявленные на защите знания, теоретическую подготовку студента. Небрежно и неполно выполненные курсовые проекты не рецензируются и к защите не допускаются. Также к защите не допускаются проекты, оформление и методика выполнения которых не соответствуют требованиям ЕСКД и методических указаний.

### **Методические указания по выполнению курсовых проектов**

Курсовой проект по теории механизмов и машин по объему включает 3 листа чертежей формата А1 и расчетно-пояснительную записку (с приложением результатов расчетов на ЭВМ).

Задание на курсовой проект является комплексным, предусматривающим проектирование и исследование основных видов механизмов, объединенных в систему какой-либо машины, агрегата, промышленного робота, прибора или устройства.

#### **Защита курсового проекта.**

Подписанный руководителем задание курсового проекта и выполненный студентом защищается перед комиссией в составе 2-3 человек, включая руководителя проекта.

Во время защиты студент должен кратко рассказать о содержании курсового проекта, о назначении исследуемых механизмов, принципах их работы и особенности расчета,

обосновать выбор используемых методов исследования, а также ответить на поставленные вопросы. Опрос производится по чертежным листам проекта. Цель его – выяснить насколько глубоко студент освоил применяемые методы расчета, знает ли теоретическое обоснование и физическую сущность исследуемых величин, может ли использовать полученные результаты для выводов о силовых и кинематических особенностях машины. Поэтому при подготовке к защите курсового проекта студент должен повторить формулировки применяемых теорем и терминов ТММ, формулы для определения основных кинематических и динамических величин.

Защита курсового проекта оценивается по максимальной 5 балльной рейтинговой оценке на основании ответов студента и качества проекта.

### **Задания для курсового проекта**

В качестве заданий использованы кинематические схемы реальных машин машиностроительной промышленности, которые в комплексе содержат различные по виду шарнирно-рычажные, зубчатые и кулачковые механизмы.

В предлагаемых заданиях следующие условные обозначения:

$l_{OA}, l_{AB}, l_{BC}$  и т.д. – длина соответствующего звена, в м;

$n_{дв}$  – частота вращения вала электродвигателя, об/мин;

$n_1$  – частота вращения вала кривошипа, об/мин;

$q$  – вес погонного метра звена, в кг/м;

$d$  – диаметр поршня, м;

$P_{ac}$  – сила полезного сопротивления, в кН;

$p_i$  – индикатор давления газов на поршень, в МПа;

$m_i$  – масса  $i$ -го звена, в кг;

$J_{Si}$  – момент инерции звена относительно центральной оси, перпендикулярной плоскости движения звена, в кгм<sup>2</sup>;

$z_1, z_2, z_3$  – число зубьев соответствующих колес механизма привода;

$m$  – модуль зацепления зубчатой пары, не входящей в

состав редуктора, в мм;

$h$  - ход толкателя кулачкового механизма, в градусах;

$\beta$  - угол качания коромысла кулачкового механизма, в градусах;

$\varphi_y, \varphi_{\partial в}, \varphi_в$  - фазовые углы кулачка, соответствующие удалению, дальнему стоянию, возвращения толкателя, в градусах;

$$\frac{d^2s}{d\varphi^2} = \frac{d^2s}{d\varphi^2}(\varphi) - \text{закон изменения аналога ускорения}$$

толкателя кулачкового механизма.

## **ЗАДАНИЯ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА**

### **1. ГОРИЗОНТАЛЬНО-КОВАЛЬНАЯ МАШИНА**

Горизонтально-ковальная машина предназначена для горячей штамповки изделия из пруткового материала.

Высадочный ползун 3 получает возвратно-поступательное движение от кривошипа 1 через шатун 2, рис. 1.1а.

Движение всех механизмов осуществляется от электродвигателя посредством планетарного редуктора и зубчатой передачи  $z_4$  и  $z_5$ , рис.3.2.

Кулачковый механизм, рис.1.1д, входит в состав зажимного механизма, который осуществляет зажим заготовки.

Диаграмма усилий высадки дана на рис.1.1.б.

#### **Примечание:**

1. Исходные данные для проектирования и исследования механизмов горизонтально-ковочной машины приведены в табл.3.

2. Законы изменения анализа ускорения толкателя в зависимости от варианта задания приведены в приложении 1.

3. Модули зубчатых колес планетарного редуктора для всех вариантов принять равными 3мм.

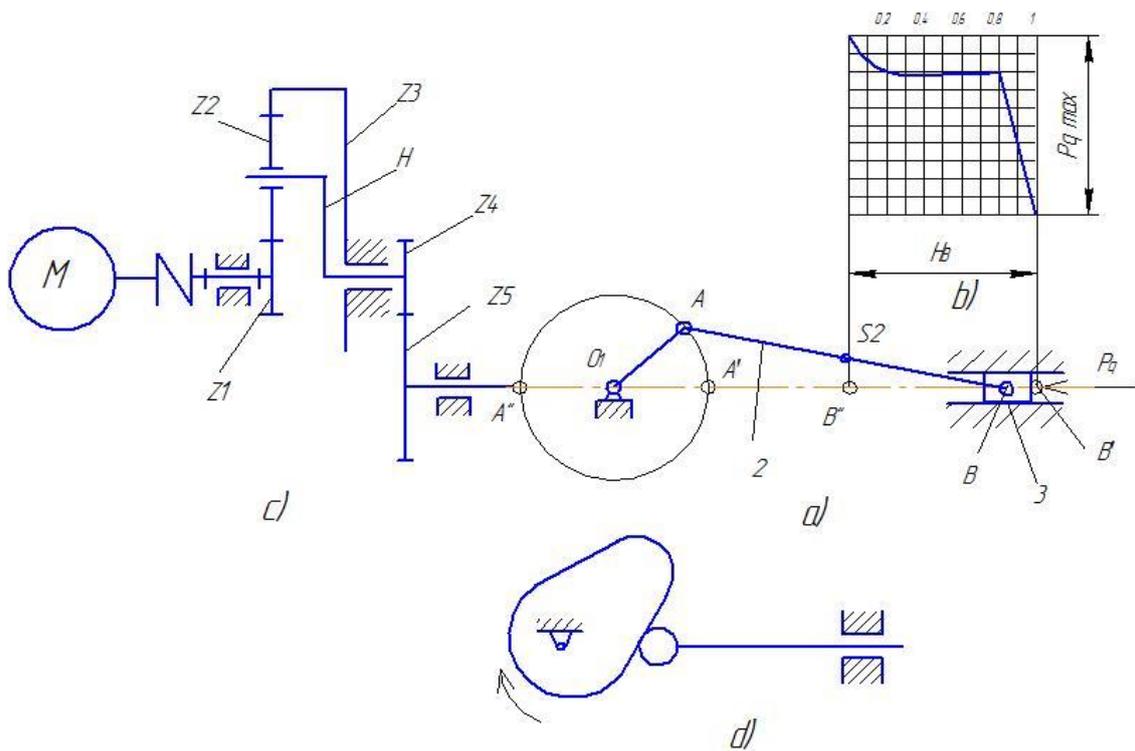


Рис.1.1. Кинематическая схема механизмов горизонтально-ковальной машины

Таблица 1.1

Вариант	$n_{дв}$ об/мин	$n_1$ об/мин	$l_{OA}$ м	$l_{AB}$ м	$m_2$ кг	$m_3$ кг	$J_{S2}$ кг.м <sup>2</sup>	$P_{smax}$ кН	$Z_4$	$Z_5$	$m$ мм	$h$ мм	$\varphi_a^0$	$\varphi_b^0$	$\frac{d^2 s}{d\varphi^2}$
1	920	90	0,07	0,20	15	25	0,06	25	20	28	6	80	90	140	1
2	975	85	0,06	0,18	20	30	0,072	50	22	30	6	100	80	120	2
3	970	95	0,08	0,24	25	35	0,15	30	18	26	6	120	85	130	5
4	965	80	0,09	0,27	30	42	0,23	35	19	32	8	120	100	120	4
5	955	90	0,10	0,31	35	46	0,31	40	23	34	8	110	75	100	5
6	950	85	0,08	0,23	40	55	0,20	45	24	36	8	105	70	120	6
7	935	90	0,07	0,22	16	28	0,08	50	20	30	9	115	90	135	5
8	920	80	0,09	0,26	17	29	0,11	55	18	28	9	90	85	120	4
9	975	75	0,06	0,20	18	30	0,064	60	22	34	9	95	100	130	5
10	970	95	0,05	0,16	20	32	0,051	65	21	32	10	80	75	110	2
11	965	90	0,12	0,28	25	36	0,21	70	17	25	6	85	70	100	1
12	955	85	0,11	0,32	27	38	0,24	75	25	35	10	70	80	125	3

13	950	80	0,1	0,3	28	40	0,25	80	26	38	10	75	90	100	5
14	935	75	0,12	0,31	29	41	0,26	65	18	28	8	60	70	105	4
15	920	70	0,11	0,32	30	42	0,27	80	20	23	8	65	85	115	6
16	935	80	0,1	0,26	20	38	0,31	65	17	30	8	120	75	130	5
17	955	90	0,06	0,2	25	29	0,2	65	18	32	9	105	100	120	4
18	970	95	0,12	0,3	28	40	0,31	55	19	32	10	120	75	100	1
19	920	70	0,1	0,32	17	38	0,25	30	17	26	6	80	85	140	5
20	935	90	0,09	0,23	17	36	0,051	65	22	25	6	110	70	110	2
21	970	85	0,07	0,24	28	42	0,26	45	22	32	9	120	85	135	6
22	950	95	0,05	0,3	17	40	0,08	40	19	25	8	105	85	110	4
23	965	85	0,07	0,31	17	42	0,25	40	21	30	10	115	70	135	2
24	970	90	0,06	0,18	40	35	0,064	50	25	30	6	115	90	125	2
25	975	95	0,08	0,23	25	46	0,072	45	22	38	10	110	85	125	3
26	935	75	0,11	0,2	25	55	0,21	45	23	30	8	105	80	120	4
27	950	75	0,05	0,32	20	29	0,08	60	18	34	6	120	75	135	6
28	970	95	0,06	0,2	17	28	0,31	35	22	32	8	120	100	120	4
29	955	90	0,1	0,23	18	38	0,25	65	21	30	9	95	75	130	6
30	950	80	0,12	0,32	40	28	0,08	45	20	36	8	105	70	120	4

## 2. ГЕНЕРАТОР ГЛУБОКОГО ХОЛОДА

Генератор глубокого холода или детандер - это машина для охлаждения газа путем его расширения с использованием полученной при этом работы. Детандер высокого давления - вертикальная одноцилиндровая машина простого действия. Основным механизмом является кривошипно-ползунный, состоящий на коленчатого вала 1, шатуна 2 и поршня 3, рис.2.1а. Рабочее тело - воздух, сжатый до давления  $P_{\max}$ , поступает в цилиндр детандере через впускной клапан. При движении поршня вниз сжатый воздух расширяется, производя работу. Рабочий цикл совершается за один оборот кривошипа. Изменения давления в цилиндре детандера в зависимости от положения поршня представлено индикаторной диаграммой, рис.2.1 б.

Рабочее тело - воздух удаляется из цилиндра после расширения через выпускной клапан. Клапаны открываются принудительно посредством штоков-толкателей кулачковых механизмов, рис.2.1 с. Кулачки посажены на коленчатый вал детандера.

Движение всех механизмов осуществляется от электродвигателя М через планетарный редуктор и зубчатую передачу  $z_4$  и  $z_5$ , рис. 2.1 д.

**Примечание:**

1. Исходные данные для проектирования и исследования механизмов генератора глубокого холода приведены в табл.2.1.

2. Законы изменения аналога ускорения толкателя в зависимости от варианта задания приведены в приложение 1.

3. При проектировании кулачкового механизма для всех вариантов задания принять угол дальнего выстоя равным  $\varphi_{дв} = 60^0$

4. Модули зубчатых колес планетарного редуктора для всех вариантов задания принять равными 4 мм.

5. Индикаторную диаграмму построить по данным, приведенным на рис. 2.1. б.



14	2960	165	0,082	0,40	28	44	0,37	0,070	2,2	29	41	6	12	110	55	2
15	2820	150	0,086	0,39	31	46	0,38	0,075	1,9	20	30	4	14	50	25	5
16	2850	160	0,074	0,39	26	30	0,29	0,090	1,5	21	27	5	7	100	50	2
17	2880	150	0,072	0,34	24	36	0,29	0,085	1,3	22	30	5	10	70	35	5
18	2870	170	0,075	0,39	23	35	0,36	0,065	2,1	30	38	6	12	90	45	3
19	2840	160	0,060	0,32	31	32	0,22	0,070	1,4	24	28	6	7	70	35	6
20	2850	160	0,072	0,36	26	50	0,29	0,085	2,0	24	28	4	7	120	60	3
21	2820	150	0,068	0,39	23	46	0,22	0,075	1,5	20	31	5	7	120	60	6
22	2920	140	0,080	0,35	24	36	0,37	0,070	1,9	18	28	4	10	60	30	4
23	2940	165	0,060	0,26	25	32	0,22	0,065	1,9	27	31	6	12	100	50	4
24	2800	155	0,080	0,27	23	30	0,19	0,065	1,3	22	27	5	8	90	45	3
25	2840	140	0,074	0,39	21	30	0,25	0,085	1,4	19	26	4	10	120	60	2
26	2900	140	0,072	0,28	27	35	0,18	0,090	2,2	28	28	4	6	60	30	5
27	2880	150	0,064	0,36	28	34	0,36	0,090	2,2	27	40	5	9	120	60	1
28	2850	170	0,072	0,32	27	34	0,29	0,070	1,7	21	28	5	6	90	45	2
29	2850	180	0,072	0,36	26	34	0,29	0,090	2,0	22	28	5	7	110	55	3
30	2920	165	0,078	0,39	28	30	0,29	0,085	1,5	18	28	5	9	100	50	2

### 3. КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННЫЙ ПРЕСС

Вертикальный кривошипно-ползунный пресс на рис.3.1а. предназначен для холодной штамповки /вырубки, гибки, вытяжки и др./.

Движение от электродвигателя М через зубчатую пару  $z_1, z_2$  в планетарный редуктор  $z_3, z_4, z_5$  (рис.3.1.) передается кривошипу 1 и через шатун 2 ползуну 3, производящему штамповку деталей в матрице. Характер изменения сил вытяжки Р представлен на рис. 3.1б. Смазка механизма осуществляется масляным насос кулачкового типа (рис.3.1.).

#### Примечание:

1. Исходные данные для исследования и проектирования механизмов кривошипно-ползунного пресса приведены в табл.3.1.

2. Законы изменения аналога ускорения толкателя в

зависимости от варианта задания приведены в прил. 3.1.

3. Модули зубчатых колес планетарного редуктора принять равным 2 мм.

4. Угол дальнего выстоя кулачкового механизма для всех вариантов принять равным нулю /  $\varphi_{дв} = 50^\circ$ .

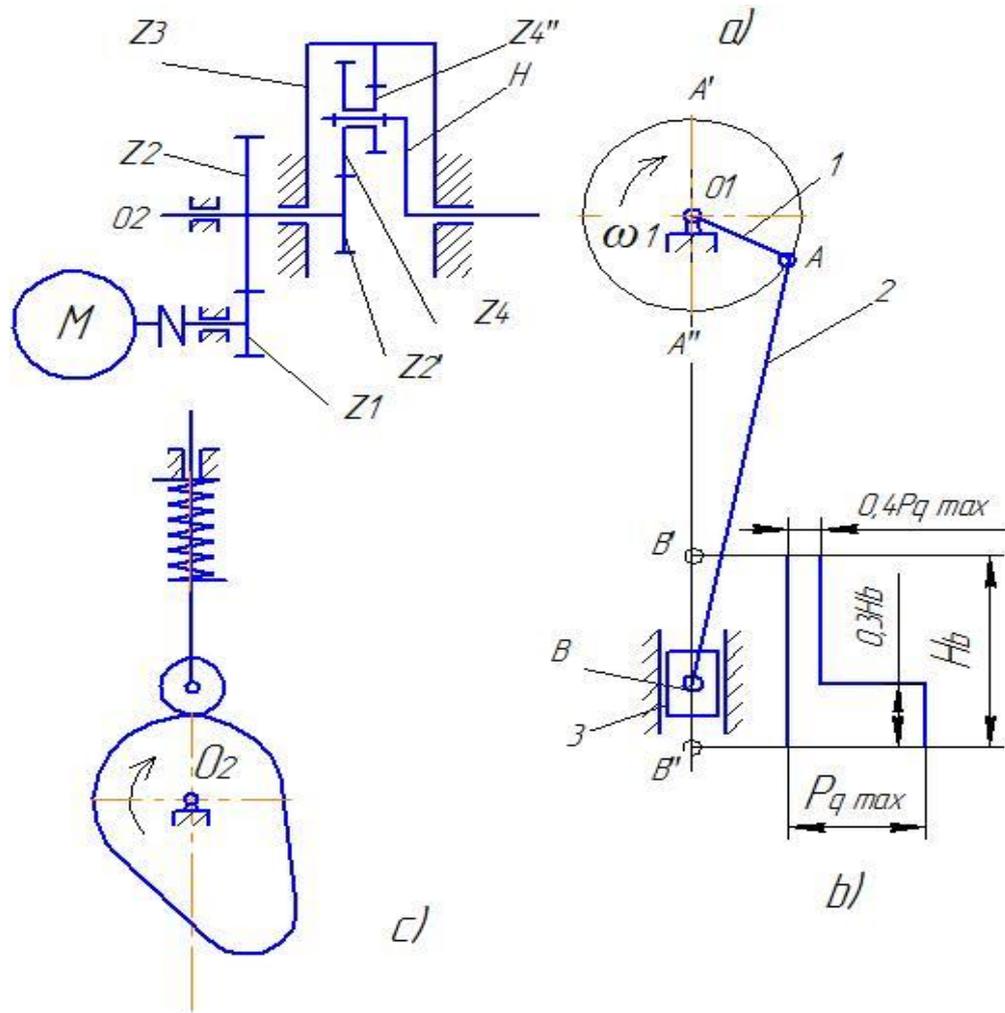


Рис. 3.1. Кинематическая схема механизмов кривошипно-ползунного прессы

Таблица 3.1

Вариант	$n_{дв}$ об/ мин	$n_1$ , об/ мин	$l_{OA}$ , м	$l_{AB}$ м	$m_2$ , мм	$m_3$ , мм	$J_{S2}$ кг.м <sup>2</sup>	$P_{cmax}$ кН	$z_1$	$z_2$	$m$ , мм	$h$ , мм	$\varphi_y^0$ $\varphi_B^0$	$\frac{d^2s}{d\varphi^2}$
1	930	50	0,120	0,55	40	60	1,0	3,0	18	22	6	35	90	1

2	975	60	0,110	0,48	35	55	0,67	2,8	18	24	8	30	100	2
3	965	48	0,160	0,52	50	70	1,12	3,5	20	28	6	40	95	5
4	1440	58	0,130	0,48	36	56	0,69	3,0	20	34	7	50	110	6
5	1420	52	0,150	0,50	45	65	0,93	3,4	17	30	6	30	100	1
6	950	56	0,140	0,45	40	60	0,67	3,2	20	24	7	45	85	2
7	920	44	0,180	0,55	60	80	1,5	4,0	19	28	6	55	95	5
8	1440	54	0,145	0,42	42	62	0,6	3,0	17	31	8	30	90	6
9	975	50	0,180	0,55	60	80	1,5	3,5	18	28	7	35	100	3
10	1415	58	0,170	0,60	55	75	1,65	3,7	19	30	6	40	105	4
11	935	46	0,165	0,65	54	74	1,9	3,8	20	26	8	45	85	5
12	960	54	0,140	0,55	40	62	1,0	3,1	22	28	7	50	90	6
13	1415	78	0,160	0,56	55	75	1,4	3,5	18	34	6	40	100	4
14	1430	56	0,130	0,52	38	58	0,85	3,0	19	32	8	45	105	3
15	975	44	0,160	0,60	48	68	0,9	3,5	17	28	6	35	90	5
16	930	50	0,120	0,55	40	60	1,0	3,0	18	22	6	35	90	1
17	975	60	0,110	0,48	35	55	0,67	2,8	18	24	8	30	100	2
18	965	48	0,160	0,52	50	70	1,12	3,5	20	28	6	40	95	5
19	1440	58	0,130	0,48	36	56	0,69	3,0	20	34	7	50	110	6
20	1420	52	0,150	0,50	45	65	0,93	3,4	17	30	6	30	100	1
21	950	56	0,140	0,45	40	60	0,67	3,2	20	24	7	45	85	2
22	920	44	0,180	0,55	60	80	1,5	4,0	19	28	6	55	95	5
23	1440	54	0,145	0,42	42	62	0,6	3,0	17	31	8	30	90	6
24	975	50	0,180	0,55	60	80	1,5	3,5	18	28	7	35	100	3
25	1415	58	0,170	0,60	55	75	1,65	3,7	19	30	6	40	105	4
26	935	46	0,165	0,65	54	74	1,9	3,8	20	26	8	45	85	5
27	960	54	0,140	0,55	40	62	1,0	3,1	22	28	7	50	90	6
28	1415	78	0,160	0,56	55	75	1,4	3,5	18	34	6	40	100	4
29	1430	56	0,130	0,52	38	58	0,85	3,0	19	32	8	45	105	3
30	975	44	0,160	0,60	48	68	0,9	3,5	17	28	6	35	90	5

## 4. ОДНОУДАРНЫЙ ХОЛОДНОВЫСАДОЧНЫЙ АВТОМАТ

Холодновысадочный автомат предназначен для высадки на прутке заклепок, болтов, шурупов и других подобных изделий.

Высадочный ползун 3 получает возвратно-поступательное движение от кривошипа 1 через шатун 2. (рис.4.1а.).

Движение всех механизмов осуществляется от электродвигателя М посредством планетарного редуктора  $z_1, z_2, z_3$  и зубчатой передачи  $z_4, z_5$  (рис.4.1 с).

Кулачковый механизм (рис.4.1 д) служит приводом механизма выталкивателя. Кинематический и рабочий цикл механизмов автомата совершается в течение времени одного оборота вала кривошипа. Диаграмма усилий высадки дана на рис.4.1 б.

Модули зубчатых колес планетарного редуктора приняты равными 3,5 мм.

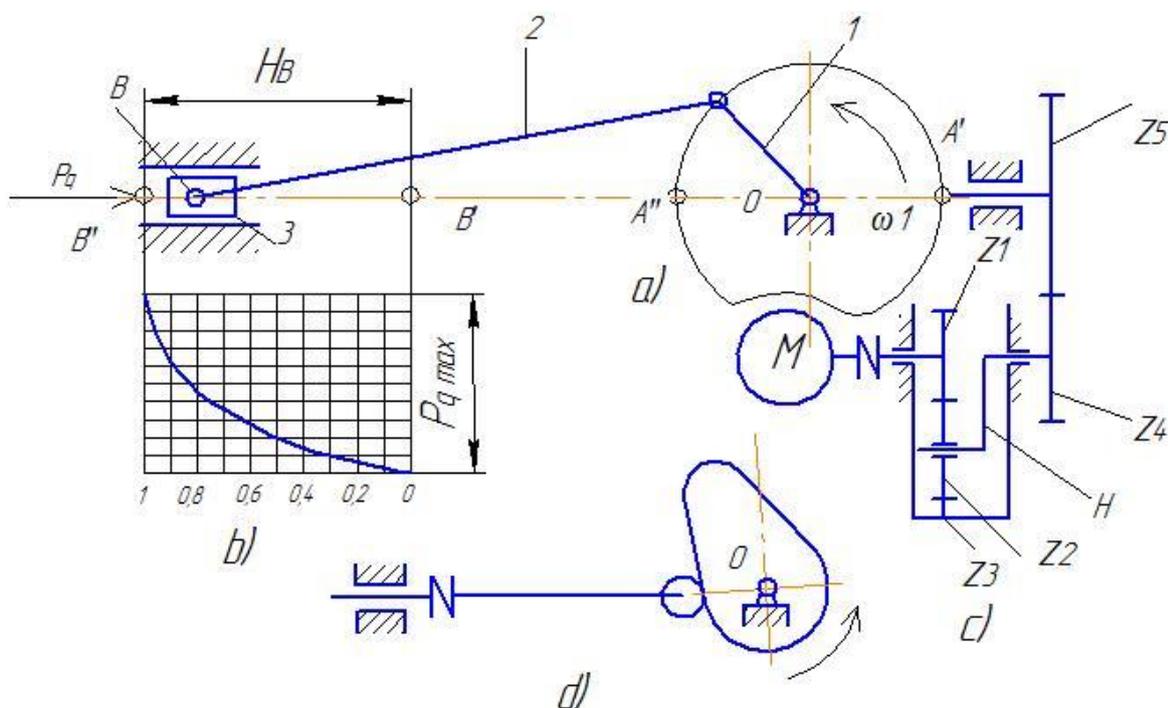


Рис. 4.1. Кинематическая схема механизмов холодновысадочного автомата

Таблица 4.1.

Ва ри ант	$n_{де}$ об/ мин	$n_1$ , об/ мин	$l_{OA}$ , м	$l_{AB}$ м	$m_2$ , кг	$m_3$ , кг	$J_{S2}$ кг.м <sup>2</sup>	$P_{сmax}$ кН	$z_4$	$z_5$	$m$ , мм	$h$ , мм	$\varphi_y^0$ $\varphi_B^0$	$\varphi_{\partial B}^0$	$\frac{d^2 s}{d\varphi^2}$
1	730	100	0,050	0,20	3,0	8,0	0,010	20	18	25	6	10	100	10	1
2	920	100	0,060	0,24	3,5	8,0	0,018	21	20	26	5	15	120	20	2
3	780	120	0,030	0,12	2,0	5,0	0,003	18	22	28	5	20	110	10	3
4	780	110	0,040	0,16	4,0	9,0	0,009	25	19	26	4	15	90	20	4
5	780	120	0,0036	0,14	2,5	6,0	0,004	18	21	28	6	20	80	20	5
6	975	125	0,044	0,17	4,0	9,0	0,009	25	24	30	5	10	100	25	6
7	975	130	0,052	0,22	3,2	8,5	0,018	23	26	32	6	12	110	40	5
8	1920	160	0,034	0,13	2,2	5,5	0,003	19	23	29	6	14	120	30	4
9	730	100	0,048	0,18	4,2	9,5	0,010	30	22	30	5	16	90	30	3
10	1460	200	0,054	0,22	3,3	8,8	0,016	24	28	34	5	18	80	20	2
11	780	120	0,058	0,24	3,5	9,0	0,18	26	26	32	4	19	125	25	1
12	920	100	0,064	0,25	4,0	9,5	0,020	30	27	38	4	17	120	20	6
13	960	105	0,068	0,28	4,3	9,6	0,026	32	30	42	6	13	90	20	5
14	920	110	0,070	0,27	4,2	9,5	0,025	30	20	24	5	20	100	25	3
15	960	125	0,075	0,29	4,5	10	0,027	35	18	26	4	18	120	40	2
16	1460	100	0,068	0,22	3,2	9,0	0,009	25	19	26	5	10	80	20	4
17	1920	105	0,058	0,18	3,3	9,5	0,018	32	26	34	6	17	90	20	5
18	780	100	0,054	0,22	4,0	6,0	0,004	18	21	30	4	12	120	25	6
19	960	110	0,070	0,29	4,3	10	0,026	35	20	24	5	20	120	25	1
20	730	100	0,050	0,24	3,0	8,0	0,010	21	18	26	6	15	100	20	2
21	920	120	0,060	0,24	2,0	8,0	0,003	18	19	28	4	15	110	20	3
22	975	120	0,044	0,14	4,0	6,0	0,009	18	24	28	5	10	80	25	4
23	1920	160	0,048	0,13	4,2	5,5	0,010	19	22	29	6	14	90	30	5
24	730	200	0,034	0,22	3,3	8,8	0,010	24	22	34	4	17	125	20	6
25	960	105	0,075	0,28	4,5	9,6	0,027	32	18	42	5	18	90	40	1
26	730	125	0,050	0,29	3,0	10	0,010	35	18	26	6	18	100	40	2

27	920	110	0,060	0,27	3,5	9,5	0,018	30	20	26	4	15	80	25	3
28	1460	105	0,034	0,24	2,2	5,5	0,003	24	22	34	5	18	90	30	4
29	780	130	0,054	0,16	4,3	9,0	0,004	23	24	26	6	12	100	40	5
30	780	200	0,052	0,13	4,0	9,0	0,020	32	27	34	4	19	90	20	6

## 5. ОДНОСТУПЕНЧАТЫЙ ПОРШНЕВОЙ КОМПРЕССОР

Одноступенчатый поршневой компрессор предназначен для сжатия воздуха и подачи и исполнительным механизмам.

Основным механизмом компрессора (рис.5.1а) является кривошипно-ползунный механизм, который приводится в движении электродвигателем М через муфту и планетарный редуктор  $z_1, z_2, z_2', z_3$  (рис.5.1). Воздух поступает во всасывающую полость цилиндра из атмосферы, пройдя предварительную очистку на входе. При движении поршня 3 вниз происходит всасывание воздуха в цилиндр, при движении поршня вверх воздух сжимается до  $P_{max}$  и нагнетается сначала в ресивер для охлаждения, а затем в систему подачи.

Изменение давления в цилиндре характеризуется индикаторной диаграммой (рис.5.1, б). Смазка компрессора осуществляется масляным насосом кулачкового типа, приводимым в движении зубчатой передачей  $z_4, z_5$ .

### Примечание:

1. Исходные данные для проектирования и исследования механизмов поршневого компрессора приведены в таблице 5.1.
2. Индикаторные диаграммы  $p(S_B)$  построить по данным приведенным на рис. 5.1. б.
3. Модуль зубчатых колес планетарного редуктора принять равными модулю зубчатых передачи  $z_4, z_5$ .
4. Законы изменения ускорения толкатели в зависимости от варианта задания приведены в приложение 1.

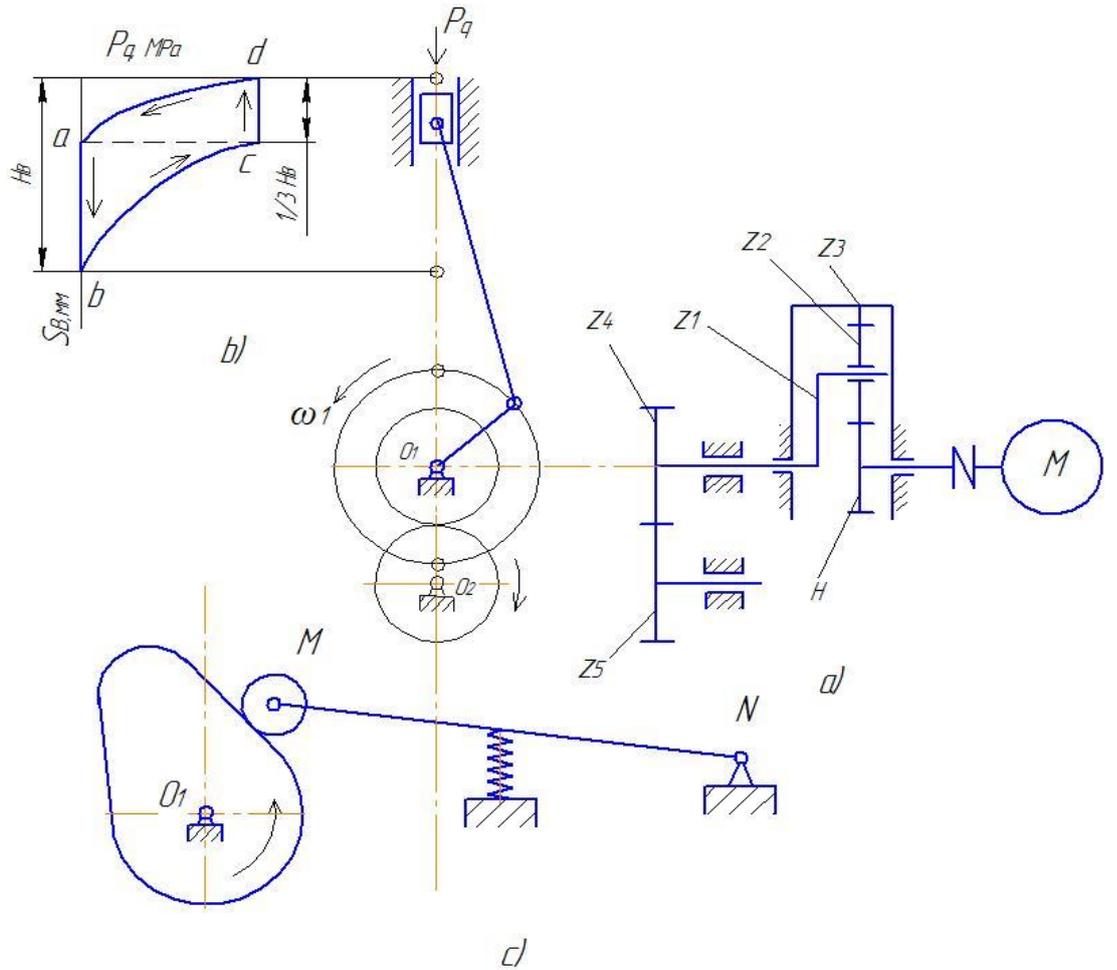


Рис.5.1. Кинематическая схема механизмов  
одноступенчатого поршневого компрессора

Таблица 5.1.

Ва ри ант	$n_{дв}$ об/ мин	$n_1$ , об/ мин	$l_{OA}$ , м	$l_{AB}$ м	$m_2$ , кг	$m_3$ , кг	$J_{S2}$ кг.м <sup>2</sup>	$d$ , м	$P$ , МПа	$z_4$	$z_5$	$m$ , мм	$h$ , мм	$\varphi_y^0$	$\varphi_b^0$	$\frac{d^2 s}{d\varphi^2}$
1	150	735	0,1	0,13	0,2	8	12	0,23	0,1	10	15	3	12	65	40	1
2	200	975	0,09	0,27	0,25	9	13,5	0,25	0,2	12	18	4	13	70	30	2
3	250	1460	0,078	0,52	0,3	10,5	15,3	0,27	0,3	13	19	5	14	75	20	3
4	300	1465	0,07	0,21	0,35	11	16,5	0,29	0,4	14	21	3	15	80	15	4
5	350	2810	0,062	0,186	0,2	12	18	0,31	0,5	15	22	4	16	85	0	1
6	400	2840	0,051	0,153	0,25	13,5	19,5	0,33	0,6	16	24	5	17	90	40	2
7	450	2850	0,065	0,195	0,3	14	20	0,35	0,7	17	25	3	18	95	30	3
8	500	2880	0,05	0,15	0,35	15	22	0,37	0,15	18	27	4	19	100	20	4
9	550	2900	0,06	0,18	0,2	7,5	10,7	0,39	0,25	19	29	5	20	65	15	1

10	600	2940	0,055	0,165	0,25	10	15	0,41	0,35	20	30	3	10	70	0	2
11	650	3000	0,05	0,175	0,3	11,5	17	0,43	0,45	21	25	4	11	75	40	3
12	700	2900	0,045	0,135	0,35	16	23	0,45	0,55	22	26	5	12	80	30	4
13	750	1425	0,08	0,24	0,2	14,5	21,2	0,47	0,65	24	28	3	13	85	20	1
14	200	1445	0,07	0,21	0,25	9,5	13,7	0,49	0,75	26	30	4	14	90	15	2
15	250	1500	0,065	0,2	0,3	13	19,5	0,51	0,2	28	32	5	15	10	0	3
16	150	975	0,09	0,52	0,3	11	15,3	0,29	0,3	14	19	3	15	75	15	4
17	300	1465	0,062	0,186	0,2	10	23	0,37	0,35	22	29	3	11	70	15	1
18	450	2880	0,051	0,165	0,35	14	10,7	0,27	0,1	15	19	4	13	65	30	2
19	500	2850	0,05	0,21	0,3	11,5	17	0,39	0,6	17	29	5	12	80	0	3
20	250	1460	0,1	0,13	0,25	8	15,3	0,31	0,25	22	30	3	10	95	20	4
21	550	300	0,05	0,18	0,2	16	17	0,45	0,65	26	28	4	14	90	15	1
22	200	2900	0,07	0,135	0,2	13	23	0,43	0,5	17	30	5	15	100	30	2
23	700	2840	0,065	0,195	0,35	10	19,5	0,51	0,25	20	26	3	19	95	0	3
24	250	975	0,07	0,175	0,2	14	22	0,41	0,1	21	28	4	15	80	30	4
25	600	1500	0,055	0,13	0,3	7,5	17	0,27	0,65	12	25	5	15	75	0	1
26	650	975	0,08	0,165	0,2	16	17	0,45	0,55	22	26	3	13	80	20	2
27	500	2810	0,05	0,27	0,2	13,5	15,3	0,27	0,1	12	15	4	13	70	40	3
28	400	2940	0,05	0,18	0,2	15	10,7	0,37	0,25	18	29	5	19	65	20	4
29	550	2900	0,045	0,175	0,3	14,5	23	0,47	0,55	24	26	3	12	85	40	1
30	650	300	0,078	0,21	0,2	7,5	15	0,25	0,6	14	24	4	10	65	0	2

## **6. ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМА АВТОМОБИЛЯ “НЕКСИЯ”**

Основной механизм ДВС автомобиля – состоит из кривошипно ползунного механизма (рис.б.1, *а*), состоящий из кривошипа 1, шатун 2 приводится в движение через поршня 3, которое приводится в движение давлением возникающее в процессе сгорания газовой смеси. Газораспределительный вал (кулачок рис.б, *а*) и зубчатый механизм (рис. б, *б*) получают движение от коленчатого вала. Диаграмма давления газа действующая на поршень приведена на рис.б, *с*.

Примечание:

1. Сведения для проектирования механизма автомобиля «Нексия» приведена в таблице 6.1.
2. Построения индикаторной диаграммы для 4-х тактного ДВС приведена на рис. 6.1 с.
3. Модуль зубчатой передачи  $z_4$  и  $z_5$  для планетарной передачи таким же как у зубчатой передачи.
4. Закон движения аналога ускорения толкателя кулачкового механизма приведена по вариантам в приложение

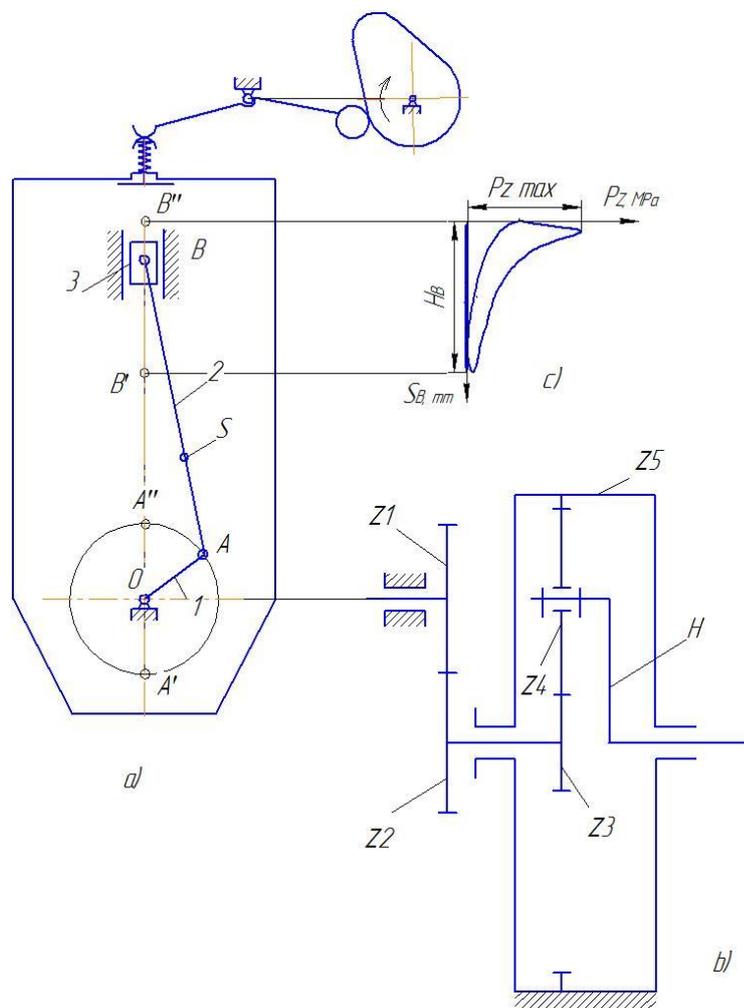


Рис. 6.1. Кинематическая схема двигателя внутреннего сгорания автомобиля «Нексия»

Таблица 6.1

вариант	$V_{об}$ об/ мин	$l_{AB}/$ $l_{AO}$	$l_{AS}/$ $l_{AB}$	$n_1$ об/ мин	$d,$ м	$G_2$ Н	$G_3$ Н	$J_{S2}$ кгм <sup>2</sup>	$P_{Zmax}$ МПа	$\varphi_1^0$ град	$Z_1$	$Z_2$	$V_{ор}$ м/с	$U_{pl}$	$K$	$m_{pl}$ мм	$\frac{d^2s}{d\varphi^2}$
1	730	3.8	0.37	2000	0.762	7.3	1.5	0.0025	5.0	210	19	25	25	3	4.8	3	1
2	725	3.5	0.36	2500	0.762	7.2	1.6	0.0018	4.8	180	24	35	35	4	3.2	3	2
3	735	3.6	0.38	2400	0.762	7.5	1.5	0.0040	4.2	120	20	28	28	5	4.4	3	3
4	730	3.5	0.39	2300	0.762	7.7	1.5	0.0027	5.5	150	22	29	29	6	4.1	3	5
5	730	3.6	0.36	2200	0.762	7.8	1.4	0.0025	5.8	240	23	30	30	3	3.6	3	4
6	740	3.8	0.35	2500	0.762	7.9	1.2	0.0030	4.0	60	24	35	35	4	3.5	3	5
7	750	4	0.37	2000	0.762	7.3	1.1	0.0035	3.8	30	18	34	34	5	5.0	3	4
8	745	3.6	0.39	1900	0.762	7.8	1.3	0.0032	3.9	240	19	36	36	6	4.0	3	5
9	780	3.8	0.38	1800	0.762	8.2	1.5	0.0020	3.6	150	20	32	32	3	5.0	3	4
10	725	3.8	0.38	2100	0.762	8.3	1.3	0.0025	4.5	180	22	25	25	4	4.2	3	5
11	730	3.5	0.39	2200	0.762	8.1	1.1	0.0018	5.0	210	23	29	29	5	3.8	3	2
12	780	3.6	0.5	2300	0.762	8.0	1.4	0.0040	4.8	180	20	28	28	6	4.2	3	1
13	750	3.5	0.37	2400	0.762	7.9	1.3	0.0027	4.2	120	19	35	35	3	3.5	3	4
14	730	4	0.38	2500	0.762	7.7	1.2	0.0025	5.5	150	24	25	25	4	4.8	3	3
15	750	3.5	0.35	2400	0.762	7.2	1.5	0.0030	5.8	240	20	35	35	5	3.2	3	4
16	740	4	0.36	2300	0.762	7.5	1.4	0.0035	4.0	60	22	28	28	6	4.4	3	5
17	760	3.6	0.37	2200	0.762	7.3	1.3	0.0032	3.8	30	23	29	29	3	4.1	3	2
18	745	3.5	0.39	2000	0.762	8.1	1.2	0.0020	3.9	240	24	30	30	4	3.6	3	4
19	730	3.8	0.38	1900	0.762	8.2	1.1	0.0025	3.6	60	18	35	35	5	3.5	3	1
20	750	3.8	0.39	1800	0.762	7.3	1.3	0.0018	4.5	30	19	34	34	6	5.0	3	5
21	730	3.6	0.37	2000	0.762	7.2	1.5	0.0040	3.9	240	24	36	36	3	4.0	3	6
22	740	3.5	0.36	2100	0.762	7.5	1.4	0.0027	3.6	150	18	36	36	4	5.0	3	4
23	760	3.6	0.39	2200	0.762	7.6	1.5	0.0025	4.5	180	19	32	32	5	4.2	3	6
24	745	4	0.35	2300	0.762	7.7	1.6	0.0030	5.0	150	20	25	25	6	3.8	3	3
25	735	3.6	0.37	2500	0.762	7.8	1.3	0.0035	4.8	240	22	29	29	3	4.2	3	2
26	735	3.5	0.38	2400	0.762	7.9	1.2	0.0032	4.2	60	23	28	28	4	3.5	3	1
27	780	3.5	0.39	2300	0.762	8.0	1.1	0.0020	5.5	30	20	35	35	5	4.8	3	1
28	750	3.8	0.38	2200	0.762	8.1	1.5	0.0025	5.8	240	19	25	25	6	3.2	3	2
29	750	3.6	0.37	2000	0.762	8.2	1.4	0.0018	4.5	60	24	35	35	3	4.4	3	3
30	730	4	0.39	1900	0.762	8.3	1.3	0.0040	5.0	30	23	30	30	4	4.1	3	3

**Порядок выполнения курсового проекта. (Пример  
исполнения).**

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ КРИВОШИПНО-  
ПОЛЗУННОГО МЕХАНИЗМА**

**Лист 1А. Структурное и кинематическое  
исследование механизма.**

Дано:  $n_1 = 200$  об/мин;  $l_{O_1A} = 0,09$  м;  $l_{AB} = 0,27$  м;

$$l_{AS_2} = 0,5 \cdot l_{AB} \text{ м}$$

**1. Структурное исследование механизма**

Этот механизм состоит из кривошипа 1, шатуна 2 и выполняющее поступательно-возвратное движение относительно неподвижного звена. С помощью этого механизма, вращательное движение кривошипа превращается в поступательно-возвратное движение ползуна. Такие механизмы применяются в компрессорах, ДВС автомобилях, прессах и др.

Степень подвижности механизма определяется по формуле Л.Чебишева.

Расчленяем механизм на группу Ассур. Расчленение начинается с самой последней соединенной группы от ведущего звена. При отсоединения группы Ассур, оставшаяся часть механизма должен иметь степень свободы  $W = 1$ . Степень свободы механизма определяем по формуле  $W = 3n + 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1$  где  $n = 3$  - количество подвижных звеньев, т.е. кривошип, шатун и ползун,  $P_5 = 4$  - количество низших кинематических пар, т.е. стойка-кривошип 0-1, кривошип шатун 1-2, шатун-ползун 2-3 и ползун стойка 3-0,  $P_4 = 0$  количество высших кинематических пар.  $W = 1$  показывает количества ведущих звеньев, в нашем примере ведущим звеном является кривошип  $O_1A$  **Кинематическое исследование механизма.** Для кинематического исследование механизма должны быть заданы – длины звеньев, закон движения ведущего звена (в функции времени). По этому закону движения определяется положение ведущего звена.

Для каждого положения ведущего звена исследуется кинематика соединенных групп Ассура. Сперва определяется параметры звеньев первой группы, соединенный к первой т.е. к ведущему звену, после другие группы поочередно.

Если к ведущему звену соединены несколько групп, то расчет кинематики производится в произвольном порядке. При исследовании кинематики механизма, сперва определяется его положение, после скорости и ускорения.

### **Определение положение звеньев механизма**

Решение этой задачи позволяет судить о том, какие положения звеньев механизма при том или ином положении ведущего звена, например, при этом можно установить положения органа в холостом и рабочем положениях (шасси самолета), рабочий ход инструмента (строгальный станок), траектория рабочего органа (подъемный кран) и т. д.

Для решения этой задачи должны быть известны кинематическая схема механизма и функция перемещения ведущего звена. Положения механизма можно определить аналогичным путем и графическим путем. Как известно, ведущее звено входит в кинематическую пару со стороны (рис.П1.), то положение его можно задать зависимостью его угловой координаты от времени.  $\varphi = \varphi(t)$ .

### **2. Вычерчиваем кинематическую схему механизма**

Для этого определяем масштаб длины механизма

$$\mu_l = \frac{l_{O_1A}}{OA} = \frac{0,09}{50} = 0,0018 \frac{м}{мм}$$

Действительную длину кривошипа  $l_{O_1A} = 0,09$  м вычерчиваем звено 1, заменяя ведущее.

Определяем длины звеньев, которая следует отложить на чертеже.

$$\overline{AB} = \frac{l_{AB}}{\mu_l} = \frac{0,27}{0,0018} = 150 \text{ мм}$$

Положение точки  $S_2$  определяем

$$\overline{AS_2} = \frac{AB}{2} = \frac{150}{2} = 75 \text{ мм}$$

3. Строим на чертеже (рис. П1) положения центра шарнира  $O_1$  и направляющей поступательной пары  $x-x$ .

5. Строим планы положений для групп Ассура второго класса, которая решается методом засечек. Для этого проведем окружность радиуса до пересечения с линией, т.е.  $x-x$ . Если это построения повторим 12 раз, то получим шатунную кривую для точек  $S_2$ .

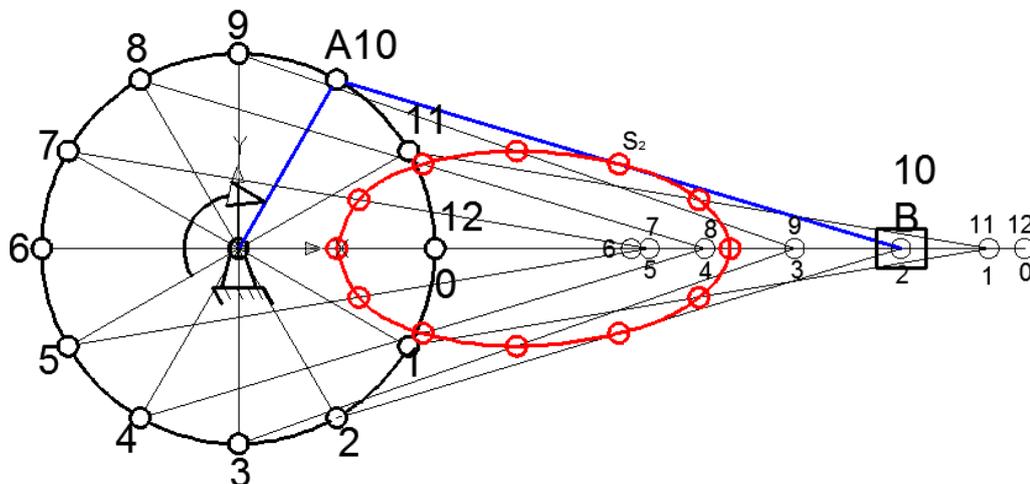


Рис.П1. План положений кривошипно-ползунного механизма и траектория шатунной кривой точки  $S_2$

Скорости и ускорения точек ведомых можно определить следующими методами:

- графический метод (с помощью диаграмм);
- аналитическим метод (с помощью составлении уравнений положения с последующим дифференцированием);
- графо-аналитический метод (с помощью полярных планов скоростей и ускорений);
- экспериментальный метод (с помощью специальных измерительных приборов, датчиков и установок).

### **Определение скоростей звеньев и их точек**

Сначала рассмотрим классификацию скоростей в

стержневых механизмах. Заметим, что все сказанное о типах скоростей относится и к ускорениям. Различают скорости угловые и линейные.

Угловыми скоростями обладают звенья, в том числе и шатуны, которые в каждый момент времени можно рассматривать, как поворачивающиеся вокруг какой-то точки (мгновенный центр вращения в абсолютном движении или шарнир звена – в относительном).

Исключение составляет ползун, так как он совершает только поступательное движение. Угловые скорости обозначаются греческой буквой  $\omega$ , измеряются в рад/с и имеют два направления: по часовой стрелке и против часовой стрелки.

Линейными скоростями обладают точки звеньев и ползун, как звено, совершающее только поступательное движение. Линейная скорость является векторной величиной и обозначается буквой  $v$ .

Среди линейных скоростей будем различать скорости абсолютные, относительные и релятивные.

Абсолютная скорость – это скорость точки относительно стойки. В этом случае обозначение скорости имеет индекс этой точки, например,  $v_B$ , или  $v_S$ .

Относительная скорость – это скорость одной точки звена относительно другой точки того же звена. В основном будем рассматривать относительные скорости точек шатунов, например,  $v_{CB}$  – это скорость точки  $C$  относительно точки  $B$ .

Релятивная скорость – это скорость точки одного звена относительно совпадающей с ней точки другого звена. Эту скорость будем рассматривать только для кулисных механизмов.

Различают графоаналитические и аналитические методы определения скоростей. Из графоаналитических наиболее

употребителен метод планов скоростей. Здесь рассмотрим определение скоростей при помощи планов скоростей.

План скоростей – это многоугольник векторов абсолютных, относительных и релятивных скоростей, построенный в определенном масштабе, с помощью которого могут быть определены мгновенные линейные и угловые скорости в механизме, то есть, скорости в заданной позиции этого механизма (а также найдены его передаточные отношения). В этом многоугольнике векторы абсолютных скоростей выходят из одной точки, называемой полюсом плана скоростей (точка  $p$ ), векторы относительных скоростей соединяют концы абсолютных.

Рассмотрим решение этой задачи на примере кривошипно-ползунного механизма. Исходными данными задачи являются геометрические параметры механизма – кинематическая схема в масштабе  $\mu_l$  (рис.П2), и его входной кинематический параметр – постоянная угловая скорость кривошипа  $\omega_1$ .

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 200}{30} = 20,93 \text{ c}^{-1}$$

Линейная скорость точки В кривошипа может быть найдена по известной формуле

$$v_A = \omega_1 l_{OA} = 20,93 \cdot 0,09 = 1,88 \text{ м/с}$$

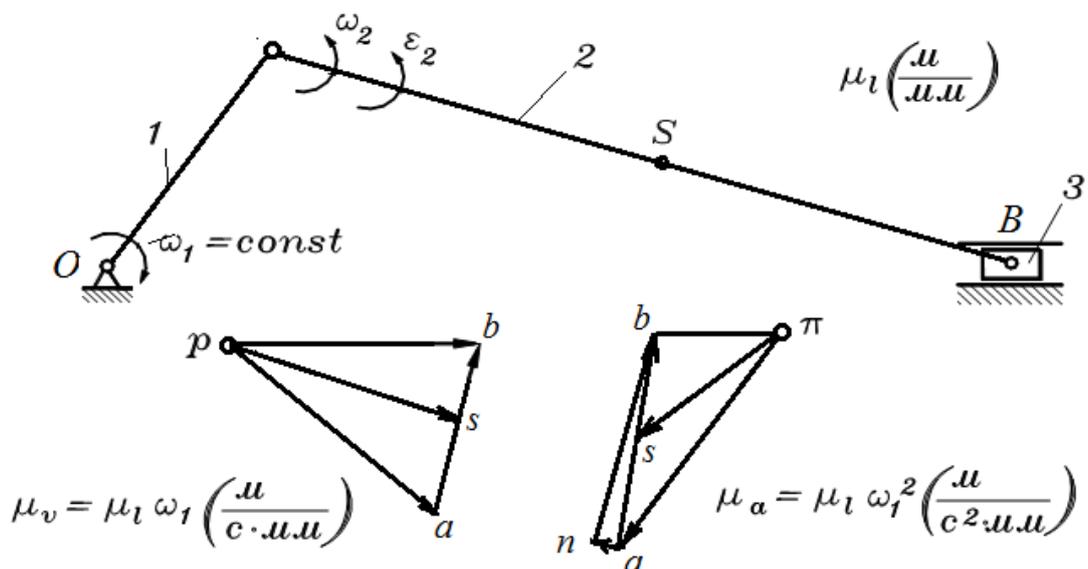


Рис.П2. План скоростей и ускорений для данного положения механизма

Вектор этой скорости, изображенный в произвольном масштабе скоростей, является исходным для построения плана скоростей. Масштаб скоростей:

$$\mu_v = \frac{v_A}{pa} = \frac{1,88}{50} = 0,0376 \quad \frac{м/с}{мм}$$

здесь  $v_{AB}$  - действительная линейная скорость в м/с;  
 $\overline{pa} = 50 \text{ мм}$  - изображение вектора этой скорости.

Для упрощения построений и вычислений удобно этот масштаб выбирать не произвольным, таким, чтобы изображение вектора скорости точки В кривошипа было равно изображению кривошипа на схеме механизма, то есть, чтобы  $\overline{v_{AB}} = \overline{pa} = 50 \text{ мм}$ .

Так как в данном случае изображение вектора скорости точки вращающегося звена равно изображению радиус-вектора расположения этой точки на звене, то такой масштаб скоростей называется масштабом начального звена или для нашего случая - масштабом кривошипа.

Будем строить план скоростей в указанном масштабе (рис.П2), соответствующую направлению его угловой скорости. Этот вектор по вышеуказанному условию будет равен и перпендикулярен изображению кривошипа на схеме механизма, то есть,  $\overline{pb} = \parallel \overline{O_1A}$ .  
 Переходим к шатуну. Точка А принадлежит не только кривошипу, но и шатуну, значит скорость точки В шатуна такая же, как и скорость точки А кривошипа, или, говорят, кинематические параметры точек А кривошипа и шатуна одинаковые. Шатун совершает сложное движение в плоскости, то есть, его движение состоит из переносного поступательного со скоростью точки В и относительного вращательного вокруг точки В. Чтобы определить скорость точки В шатуна, надо решить векторное

уравнение: 
$$\begin{cases} \vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA} \\ \vec{v}_B = \vec{v}_{x-x} + \vec{v}_{Bx-x} \end{cases}$$

Точка  $B$  принадлежит не только шатуну, но и ползуну, и скорости их одинаковы. Ползун совершает поступательное движение вдоль направляющих, значит, линия действия скорости точки  $B$  в нашем случае горизонтальна. Так как эта скорость абсолютна, то горизонталь проводим через полюс  $p$ . Относительная скорость  $v_{AB}$  перпендикулярна шатуну, так как в относительном движении он совершает поворот вокруг точки  $A$ . Поэтому, выполняя действие графического сложения по векторному уравнению, через точку  $a$  плана скоростей проводим перпендикуляр к шатуну. В пересечении этих двух линий и будет находиться искомая точка  $s$  плана скоростей. Таким образом,  $\overline{pb}$  - это вектор абсолютной скорости точки  $A$ , а  $\overline{ab}$  есть вектор относительной скорости точки  $B$  относительно точки  $A$ .

Согласно данным, положение точки  $S_2$  находится в середине между точками  $A$  и  $B$  поэтому в плане скоростей тоже будет находиться в середине между точками  $a$  и  $b$ . Соединив точку  $S_2$  с полюсом, получаем отрезок  $pS_2$ , которое дает нам скорость точки  $S_2$ . Таким образом строим план скоростей для всех положений механизма и полученные результаты вносим в таблицу П1.

Таблица П1

П а	Положение механизма											
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$pb,$ <i>мм</i>	0	32	50	50	36	19	0	19	36	50	50	32
$v_B,$ <i>м /с</i>	0	1,2 0	1,8 8	1,8 8	1,3 5	0,7 1	0	0,7 1	1,3 5	1,8 8	1,8 8	1,2 0
$ps,$ <i>мм</i>	25	35	48	50	41	31	25	31	41	50	48	35

$v_{S_2},$ $м/с$	0,9 4	1,3 2	1,8 0	1,8 8	1,5 4	1,1 7	0,9 4	1,1 7	1,5 4	1,8 8	1,8 0	1,3 2
$ab,$ $мм$	50	45	26	0	26	45	50	45	26	0	26	45
$v_{BA},$ $м/с$	1,8 8	1,6 9	0,9 8	0	0,9 8	1,6 9	1,8 8	1,6 9	0,9 8	0	0,9 8	1,6 9
$\omega_2,$ $рад/с$	6,9 6	6,2 7	3,6 2	0	3,6 2	6,2 7	6,9 7	6,2 7	3,6 2	0	3,6 2	6,2 7

**Строим план ускорения механизма.** Определяем ускорения точки  $A$  кривошипа. Веддущее звено-кривошип  $O_1A$  вращается с постоянной угловой скоростью т.е.  $\omega_1 = const$ . Касательное ускорение точки  $A$  равна нулю т.к.  $\varepsilon_1 = \frac{d\omega_1}{dt} = 0$ . значит ускорение точки  $A$  состоит только из нормального. Его значение определяется:

$$a_A^n = \omega_1^2 \cdot l_{OA} = 20,93^2 \cdot 0,09 = 39,42 \text{ м/с}^2$$

Для построения плана ускорения определяем масштабный коэффициент, для этого принимаем  $\overline{\pi a} = 50 \text{ мм}$ . Тогда масштабный коэффициент

$$\mu_a = \frac{a_A^n}{\overline{\pi a}} = \frac{39,42}{50} = 0,788 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$$

Будем строить план ускорений в указанном масштабе. Сначала из полюса  $\pi$  проводим вектор нормального ускорения точки  $B$  кривошипа, которое направлено к центру его вращения, то есть, от точки  $B$  к точке  $A$ . Пои вышеуказанному условию этот вектор будет равен и параллелен изображению кривошипа на схеме механизма, то есть,  $\overline{\pi a} = \|\overline{O_1A}\|$ . Переходим к шатуну. Точка  $B$  принадлежит не только кривошипу, но и шатуну, значит ускорение точки  $A$  шатуна такое же, как и ускорение точки  $B$  кривошипа. Шатун совершает сложное движение в плоскости, то есть, его движение состоит из переносного поступательного и относительного вращательного вокруг точки  $B$ . Значит, ускорение точки  $B$  относительно точки  $A$  шатуна состоит из относительного

нормального и относительного тангенциального. Чтобы определить ускорение точки  $B$  шатуна, надо решить векторное уравнение:

$$\begin{cases} \vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t \\ \vec{a}_B = \vec{a}_{y-y} + \vec{a}_{y-yB}^n + \vec{a}_{y-yB}^t \end{cases}$$

Точка  $B$  принадлежит не только шатуну, но и ползуну, и ускорения их одинаковы. Ползун совершает поступательное движение вдоль направляющих, значит, линия действия ускорения точки  $B$  в нашем случае горизонтальна. Так как это ускорение абсолютно, то горизонталь проводим через точку  $\pi$  плана ускорений. Нормальное ускорение точки  $B$  шатуна относительно точки  $B$  шатуна может быть определено, так как известна его угловая скорость в относительном движении вокруг точки  $A$ . Определим сразу изображение этого ускорения. Выполняя действие графического сложения, согласно векторному уравнению, этот вектор надо отложить из конца вектора ускорения точки  $B$  то есть, от точки  $b$  параллельно шатуну в направлении от точки  $B$  к точке  $A$  – к центру относительного вращения  $\overline{\pi a} = 50 \text{ mm}$ . Длину вектора найдем

$$\overline{a_{BA}^n} = \overline{an} = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} \quad (\text{рис. П2}).$$

$$a_{BA}^n = \frac{v_{BA}^2}{l_{AB}} = \frac{0,98^2}{0,27} = 3,56 \quad \left[ \frac{m}{c^2} \right]$$

$$\text{Длина отрезка} \quad \overline{an_1} = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} = \frac{3,56}{0,788} = 4,51 \quad [mm]$$

Абсолютное ускорение точки  $B$  шатуна

$$a_B = \overline{\pi b} \cdot \mu_a, \quad [m/c^2]$$

Абсолютное ускорение центра тяжести шатуна  $S_2$

$$a_{S_2} = \overline{\pi S_2} \cdot \mu_a, \quad [m/c^2]$$

Относительное тангенциальное ускорение точки  $B$  относительно точки  $A$

$$a_{BA}^t = \overline{n_1 b} \cdot \mu_a, \quad [m/c^2]$$

Таблица П 2

Параметры		Положение механизма											
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$\overline{\pi b}$	мм	33,4	33	28	14	19	52	66,6	52	19	14	28	33
$a_B$	м/с <sup>2</sup>	26,3	26,0	22	11	15	41	52,5	41	15	11	22	26
$\overline{\pi s_2}$	мм	41,6	40	34	26	30	48	58,3	48	30	26	34	40
$a_{s_2}$	м/с <sup>2</sup>	32,8	31,5	26,8	20,5	23,6	37,8	45,9	37,8	23,6	20,5	26,8	31,5
$\overline{ab}$	мм	16,6	27	42	52	44	28	16,6	28	44	52	42	27
$a_{BA}$	м/с <sup>2</sup>	13,1	21,3	33,1	41	34,7	22	13,1	22	34,7	41	33,1	21,3
$\overline{an}$	мм	16,6	13,5	4,5	0	4,5	13,5	16,6	13,5	4,5	0	4,5	13,5
$a_{BA}^n$	м/с <sup>2</sup>	13,1	10,6	3,5	0	3,5	10,6	13,1	10,6	3,5	0	3,5	10,6
$\overline{nb}$	мм	0	23	42	52	43	24	66,6	24	43	52	42	23
$a_{BA}^t$	м/с <sup>2</sup>	0	18,1	33,1	41	33,9	18,9	52,5	18,9	33,9	41	33,1	18,1
$\varepsilon_2$	1/с <sup>2</sup>	0	67	12,6	151,9	12,6	70	19,4,4	67	12,6	15,9	12,6	67

Угловое ускорение определяется по формуле:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^t}{l_{AB}}, \quad \left[ \frac{1}{s^2} \right]$$

### ЛИСТ 1 Б. КИНЕТОСТАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА

Дано:  $m_2 = 9 \text{ кг}$ ;  $m_3 = 13,5 \text{ кг}$ ;  
 $d = 0,25 \text{ м}$ ;  $P_{\max} = 0,25 \text{ МПа}$ ;  $J_{S_2} = 0,2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$

Кинестатический расчет будем выполнять для одного положения механизма (например, для 4-го положения). На звенья и точки механизма действуют

следующие силы и силовые моменты:

1. Силы тяжести звеньев –  $G_2$  и  $G_3$ ;
2. Силы инерции –  $P_{u2}$  и  $P_{u3}$ ;
3. Сила полезного сопротивления, действующая на ползун -  $P_{max}$ .

Определяем значению силы полезного сопротивления

$$P_{max} = P_{n.c.} = 10^6 FP = 10^6 \cdot 0,049 \cdot 0,25 = 12250 \text{ Н}$$

здесь 
$$F = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,25}{4} = 0,049 \text{ м}^2$$

Определяем силы тяжести: Сила тяжести шатуна

$$G_2 = m_2 g = 9 \cdot 9,81 = 88,29 \text{ Н}$$

Сила тяжести ползуна

$$G_3 = m_3 g = 13,5 \cdot 9,81 = 132,43 \text{ Н}$$

Определяем силы инерции вставленный в центр тяжести звеньев механизма

$$P_{u2} = m_2 a_{s_2} = 9 \cdot 31,52 = 283,68 \text{ Н}$$

$$P_{u3} = m_3 a_B = 13,5 \cdot 27,58 = 372,33 \text{ Н}$$

Момент инерции действующая на шатун определяется по формуле

$$M_{u2} = J_{s_2} \varepsilon_2 = 0,2 \cdot 70,04 = 14,008 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Силовой расчет механизма начинается с самой последней группы Ассур и кончается ведущей группы механизма.

Рассмотрим равновесие группы «шатун – ползун» (рис. 6.2б). На нее действуют внешние силы  $G_2$ ,  $G_3$  и  $F_C$ , силы инерции  $P_{u2}$ ,  $P_{u3}$  и силовой инерционный момент  $M_{u2}$ . Отсутствие кривошипа компенсируется реакцией  $R_{12}$ , то есть силой, с которой кривошип 1 действует на шатун 2; эта реакция условно разложена на две составляющие: нормальную, действующую вдоль шатуна, и тангенциальную, перпендикулярную к шатуну; на рис. П 2 б эти реакции показаны, как  $R^n_{12}$  и  $R^r_{12}$  без окружностей. Направление реакций выбрано произвольно, дальнейший расчет покажет их действительное направление. Отсутствие

стойки компенсируется реакцией  $R_{03}$ , то есть силой, с которой направляющая действует на ползун; эта реакция условно приложена к точке  $B$  ползуна и предварительно направлена вверх.

Для нахождения реакций используем два условия статики: равенство нулю суммы моментов всех сил и равенство нулю суммы всех векторов сил. Первое условие используем для расчета реакции моментов всех сил и равенство нулю суммы всех векторов сил. Первое условие используем для расчета реакции что момент, направленный против часовой стрелки положителен, а по часовой стрелки – отрицателен. Группа Ассур 2-3

$$\sum M_B(P_i) = 0 \quad R'_{12} \cdot \overline{AB} - P_{u2} h_{u2} + G_2 h_2 - \frac{M_{u2}}{\mu_1} = 0$$

из этого уравнения определяем  $R'_{12}$

$$R'_{12} = \frac{P_{u2} h_{u2} - G_2 h_2 + \frac{M_{u2}}{\mu_1}}{\overline{AB}} = \frac{252,16 \cdot 11 - 88,29 \cdot 12 + \frac{14,008}{0,0018}}{150} = 63,31 \text{ Н}$$

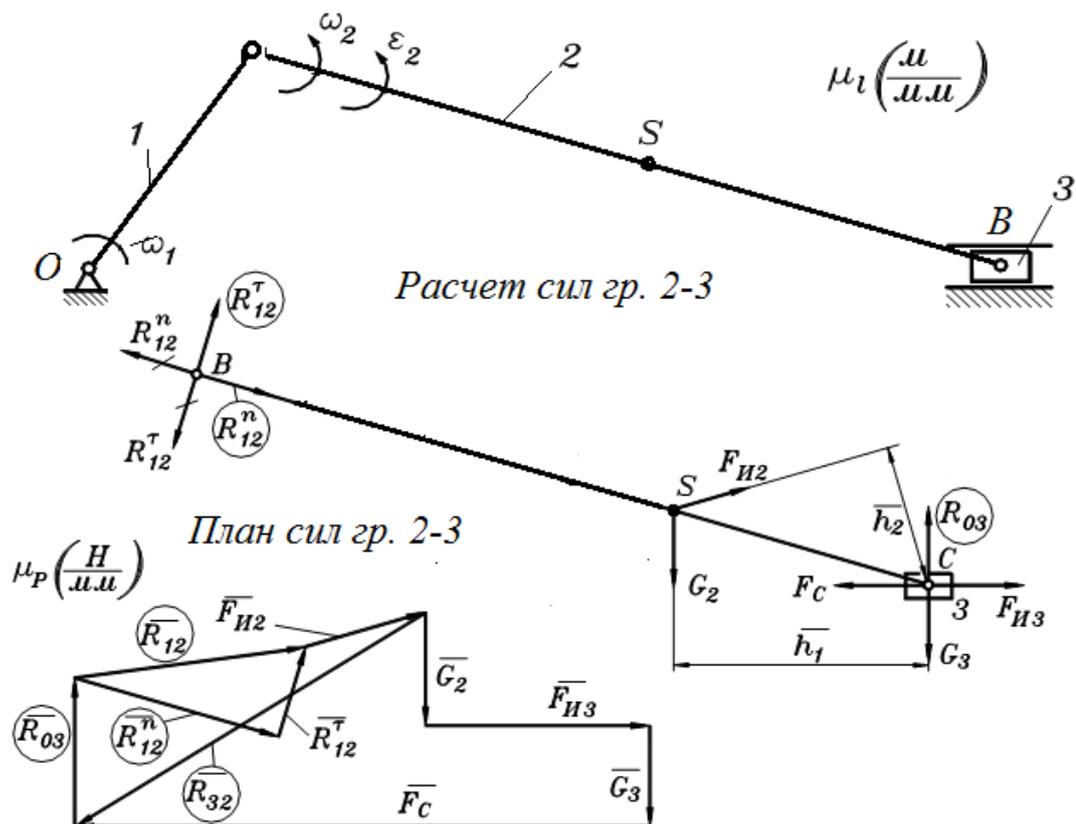


Рис. ПЗ. Силовой расчет механизма группы 2-3

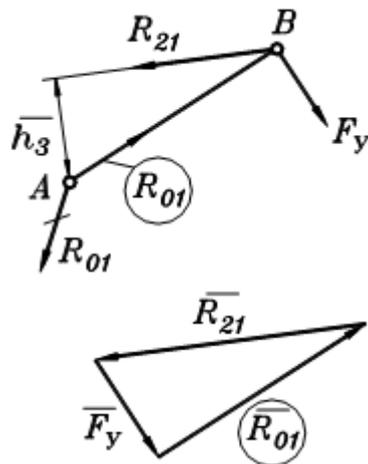


Рис. П4. Силовой расчет ведущего звена

Векторный силовой многоугольник строим в произвольном масштабе сил  $\mu_F$  (Н/мм), как показано на рис. П3 и рис. П4. Сначала проводим линию действия реакции  $R_{12}^n$  параллельно шатуну. Из произвольной точки этой линии, считая, что эта точка есть конец будущего вектора, проводим вектор силы  $R_{12}^r$ , а затем, один за другим, все остальные векторы. Из конца вектора силы  $F_C$  проводим вертикаль линии действия реакции  $R_{03}$ . Две линии действия – реакции  $R_{12}^n$  и реакции  $R_{03}$ , пересекутся в точке, которая будет концом вектора реакции  $R_{03}$  и началом вектора реакции  $R_{12}^n$ . Обозначения этих векторов взяты в окружности, как найденные неизвестные.

Сумма нормальной и тангенциальной составляющих даст вектор полной реакции  $R_{12}$ . Реакция в шарнире  $B$ , то есть сила, с которой ползун 3 действует на шатун 2 –  $R_{32}$ , может быть найдена, как сумма векторов сил действующих на ползун (рис. П3):

$$\overline{R_{32}} = \overline{F_{u3}} + \overline{G_3} + \overline{F_C} + \overline{R_{03}}$$

Чтобы найти реакцию в шарнире  $A$ , то есть силу, с которой стойка действует на кривошип 1 –  $R_{01}$ , следует рассмотреть равновесие кривошипа (рис. П4). На него действует внешний момент  $M_1$  (рис. 6.2 а), реакция со стороны шатуна  $R_{21}$  и неизвестная реакция  $R_{01}$ , которую предварительно прикладываем к точке  $A$  кривошипа в

произвольном направлении. Для удобства расчетов заменим внешний момент  $M_I$  силой, действующей на кривошип в точке  $B$  и перпендикулярной ему. Эта сила должна уравновешивать реакцию со стороны шатуна, поэтому она называется уравновешивающей –  $F_Y$ . Ее величина определится из условия равенства нулю суммы моментов сил относительно точки  $A$  (рис. П4).

$$\sum M_A = R_{21} \overline{h_3} - F_Y \overline{AB} = 0 \quad F_Y = \frac{R_{21} \overline{h_3}}{\overline{AB}}$$

Реакцию  $R_{03}$  найдем из условия равенства нулю векторной суммы сил.

$$\sum \overline{F} = \overline{R_{21}} + \overline{F_Y} + \overline{R_{03}} = 0$$

Для этого, строим силовой многоугольник в масштабе сил (рис. П3)

$$\mu_p = \frac{P_{nc}}{P_{nc}} = \frac{12250}{500} = 24,5 \frac{H}{мм}$$

Сначала один за другим проводим векторы сил  $R_{21}$  и  $F_Y$ , а замыкающим является искомый вектор реакции  $R_{03}$ .

Отрезки сил определяем следующим образом:

$$\overline{P_{nc}} = P_{nc} / \mu_p = 12250 / 24,5 = 500 \text{ мм}$$

$$\overline{G_3} = G_3 / \mu_p = 132,43 / 24,5 = 5 \text{ мм} ; \quad \overline{G_2} = G_2 / \mu_p = 88,29 / 24,5 = 4 \text{ мм}$$

$$\overline{P_{u3}} = P_{u3} / \mu_p = 330,96 / 24,5 = 14 \text{ мм}$$

$$\overline{P_{u2}} = P_{u2} / \mu_p = 252,16 / 24,5 = 10 \text{ мм}$$

$$\overline{R'_{12}} = R'_{12} / \mu_p = 63,31 / 24,5 = 3 \text{ мм}$$

Рассчитываем действительные значения сил реакции

$$R_{12}^n = \overline{R_{12}^n} \cdot \mu_p = 541 \cdot 24,5 = 13254,5 \text{ Н}$$

$$R_{12} = \overline{R_{12}} \cdot \mu_p = 541 \cdot 24,5 = 13254,5 \text{ Н}$$

$$R_{03} = \overline{R_{03}} \cdot \mu_p = 77 \cdot 24,5 = 1886,5 \text{ Н}$$

Переходим к расчету ведущего звена

$$\sum M_{O_1}(P_i) = 0 \quad P_Y \cdot \overline{O_1A} - R_{21} h_{21} = 0$$

$$F_Y = \frac{R_{21} h_{21}}{\overline{O_1A}} = \frac{13254,5 \cdot 18}{50} = 4771,62 \text{ Н}$$

Строим план сил в масштабе (рис. П4) и откуда определяем силу реакции  $R_{01}$ .

Масштаб сил  $\mu_p = 33,13625 \text{ Н/мм}$  тогда

$$R_{01} = \overline{R_{01}} \cdot \mu_p = 465 \cdot 33,13625 = 15408,356 \text{ Н}$$

**Определение уравновешивающей силы методом рычага Н.Е.Жуковского.** Для этого план скорости механизма поворачивая против часовой стрелки на  $90^\circ$  заново вычерчиваем. Все силы и моменты действующие на звенья и точки механизма переносим параллельно на повернутый план скоростей в соответствующие им точки, сохраняя величину и направления. Уравновешивающую силу  $P_y'$ , вставляем перпендикулярно к звену  $OA$ , в точку  $A$ , после берем момент относительно полюса и тем самым определяем уравновешивающую силу

$$\sum M_{P_v}(P_i) = 0$$

$$-F_y' \overline{O_1A} - (P_{nc} + P_{u3} + G_3) \overline{pb} - G_2 h_2 - P_{u2} h_{u2} - \frac{M_{u2}}{\mu_1} = 0$$

$$F_y' = \frac{-(P_{nc} + P_{u3} + G_3) \overline{pb} - G_2 h_2 - P_{u2} h_{u2} - \frac{M_{u2}}{\mu_1}}{\overline{O_1A}}$$

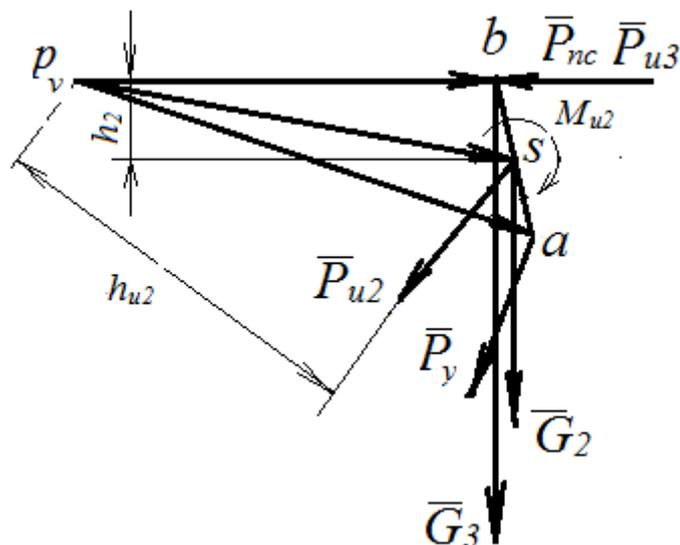


Рис. П5. Определение уравновешивающей силы по методу Жуковского

$$F'_y = \frac{-(12250 + 330,96 + 132,43) \cdot 17 - 88,29 \cdot 20 - \left( -252,16 \cdot 14 - \frac{14,008}{0,0018} \right)}{50} = 4584,1202 \text{ Н}$$

Определяем ошибку полученных результатов двумя способами:

$$\Delta F = \frac{F_y - F'_y}{F_y} \cdot 100 = \frac{4771,62 - 4584,12}{4771,63} \cdot 100 = 3,92\% < 10\%$$

Условия выполнены.

## **II-лист. Проектирование кинематических схем зубчатых передач с эвольвентным профилем зубьев и планетарного редуктора**

Цель работы: выполнить геометрический расчет прямозубой эвольвентной цилиндрической зубчатой передачи, колеса которой нарезаны без подрезания; определить качественные показатели зубчатой передачи.

Дано:  $z_4 = 12$ ,  $z_4 = 12 + 6 = 18$ ,  $z_5 = 18$ ,  
 $z_5 = 18 + 6 = 24$ ,  $m = 4 \text{ мм}$  (число зубьев  $z_4$  принимаем ( $z_4 \geq 17$ )). Т.е.  $z_4 = 18$ .

### **Геометрический расчет передачи**

Радиусы делительной окружности 4-го и 5-го колеса

$$r_4 = 0,5 \cdot m \cdot z_4 = 0,5 \cdot 4 \cdot 18 = 36 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$$r_5 = 0,5 \cdot m \cdot z_5 = 0,5 \cdot 4 \cdot 24 = 48 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Радиусы основных окружности

$$r_{b4} = r_4 \cdot \cos \alpha = 36 \cdot \cos 20^\circ = 33,8256 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$$r_{b5} = r_5 \cdot \cos \alpha = 48 \cdot \cos 20^\circ = 45,1008 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Высота зубьев колес

$$h_4 = h_5 = m(2 \cdot h_a^* + c_0) = 4(2 \cdot 1 + 0,25) = 9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Шаг зуба по начальной окружности зацепления

$$p = \pi m = 3,14 \cdot 4 = 12,56 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Толщина зуба по начальной окружности

$$S_4 = S_5 = 0,5p = 0,5 \cdot 12,56 = 6,28 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Радиусы окружностей проходящей через вершин

зубьев

$$r_{a4} = r_{f4} + h_4 = 31 + 9 = 40 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$$r_{a5} = r_{f5} + h_5 = 43 + 9 = 52 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Радиусы окружностей проходящей через впадин  
зубьев

$$r_{f4} = r_4 - m(1 + c_0) = 36 - 4 \cdot (1 + 0,25) = 31 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$$r_{f5} = r_5 - m(1 + c_0) = 48 - 4 \cdot (1 + 0,25) = 43 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Радиус галтели

$$r_\rho = 0,4m = 0,4 \cdot 4 = 1,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Межосевое расстояние

$$a_w = 0,5m(z_4 + z_5) = 0,5 \cdot 4 \cdot (18 + 24) = 84 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Определяем масштаб длины чертежа  $\mu_l$ . При этом  
высота зуба на чертеже должна быть  $h \geq 50 \text{ мм}$

$$\mu_l = \frac{h}{h} = \frac{9 \cdot 10^{-3}}{60} = 1,5 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}}{\text{мм}}$$

Определяем межцентровое расстояния между  $O_4$  и  $O_5$

$$\overline{a_w} = \frac{a_w}{\mu_l} = \frac{84 \cdot 10^{-3}}{1,5 \cdot 10^{-4}} = 560 \text{ мм}$$

Соединяем центров  $O_4$  и  $O_5$  прямой линией, и от этих  
центров проведем начальные окружности радиусами

$$\overline{r_4} = \frac{r_4}{\mu_l} = \frac{36 \cdot 10^{-3}}{1,5 \cdot 10^{-4}} = 240 \text{ мм}$$

$$\overline{r_5} = \frac{r_5}{\mu_l} = \frac{48 \cdot 10^{-3}}{1,5 \cdot 10^{-4}} = 320 \text{ мм}$$

Из точки соприкосновения этих окружностей  $p$   
проводим касательную линию к этим окружностям  $\tau-\tau$ . Эта  
линия будет перпендикулярным к прямой линии  
соединяемой центров  $O_4$  и  $O_5$ .

От центров  $O_4$  и  $O_5$  проводим окружности радиусами

$$\overline{r_{b4}} = \frac{r_{b4}}{\mu_l} = \frac{33,8256 \cdot 10^{-3}}{1,5 \cdot 10^{-4}} = 226 \text{ мм}$$

$$\overline{r_{b5}} = \frac{r_{b5}}{\mu_l} = \frac{45,1008 \cdot 10^{-3}}{1,5 \cdot 10^{-4}} = 301 \text{ мм}$$

Графические построения Выбираем масштаб

построения таким, чтобы центры вращения колес находились в границах чертежа. Масштабы должны соответствовать ГОСТ 2.109-93. 67. Графические построения выполним в такой последовательности: 1. Откладываем межосевое расстояние  $a_w$ . 2. Проводим окружности начальные, делительные, основные, вершин и впадин. Начальные окружности соприкасаются; расстояние между делительными окружностями соответствует воспринимаемому смещению; расстояние между окружностями вершин одного колеса и впадин второго равняется радиальному зазору  $c^*m$ .

3. Обозначим полюс зацепления  $p_w$  (точку соприкосновения начальных окружностей) и проведем линию зацепления  $n-n$ , 1-2 касательную к основным окружностям; выделим активную линию зацепления  $AB$ , ограниченную точками пересечения линии зацепления с окружностями вершин зубьев первого и второго колес, покажем угол зацепления  $\alpha_w$ . 4. Вычертим эвольвенты профили первого и второго колес. Для получения эвольвентного профиля первого колеса участок линии зацепления  $np$  разделим на равное число частей по 15-25 мм; такие же отрезки откладываем на линии зацепления за точкой  $n1$  (2-4 деления); от точки  $n1$  влево и вправо на основной окружности откладываем длины дуг, которые равны выбранным отрезкам; через полученные точки на основной окружности проводим перпендикуляры к соответствующим радиусам, которые являются касательными к основным окружностям; на этих касательных откладываем отрезки, которые равны отрезкам на линии зацепления, замеренные от точки  $p_w$ ; полученные точки на касательных соединяем плавной кривой. Это и будет эвольвентный профиль зуба первого колеса. Таким же способом построим эвольвентный профиль зуба второго колеса. 5. Переходную кривую вычертим радиусом  $r_4$  и  $r_5$ . 6. По делительной окружности отложим делительную толщину

по хорде зуба, разделим ее пополам и проведем ось симметрии зуба. Потом отложим делительный шаг по хорде, проведем ось симметрии следующего зуба; пользуясь шаблоном, который представляет собой полный профиль зуба, ось симметрии зуба и ось колеса, покажем 2-3 зуба каждого колеса; следим, чтобы точки контактов разместились на активных линиях зацепления. 7. Определяем углы торцового перекрытия. Для этого изображаем сопряженные в крайних точках активной линии зацепления ( $A$  и  $B$ ) профили одной и той же пары зубьев в моменты входа и выхода их из зацепления и находим точки пересечения этих профилей с начальными окружностями (или другими окружностями); полученные точки соответственно соединяем с центрами колес, получаем центральные углы - углы торцового перекрытия  $\varphi_{a1}$  и  $\varphi_{a2}$ ; вычисляем коэффициент перекрытия  $\varepsilon$ . 8. Проведем расчет удельных скольжений и построим диаграммы.

Точка контакта эвольвент зубьев колес является высшей кинематической парой. Через эту точку (на рис. П.6 она находится на линии центров) можно провести общую нормаль к эвольвентам сопряженных зубьев и согласно свойствам эвольвенты, эта нормаль будет касаться основных окружностей сопряженных зубчатых колес. Угол между этой касательной и перпендикуляром к линии центров называется углом зацепления  $\alpha_w$ . Для стандартной нулевой передачи этот угол равен профильному углу исходного производящего контура:  $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$ . Расстояние между центрами вращения сопряженных зубчатых колес  $a_w$  называется межцентровым (межосевым) расстоянием.

Проводится касательная линия  $n-n$  к основным окружностям под углом  $\alpha = 20^\circ$  к касательной линии  $\tau-\tau$ , проходящий через полюс  $p$ . Эта касательная линия соприкасается с основными окружностями в точках  $A$  и  $B$ . Расстояние  $AB$  называется теоретической линией зацепления.

От центров колес  $O_4$  и  $O_5$

$$\overline{r_{a4}} = \frac{r_{a4}}{\mu_1} = \frac{40 \cdot 10^{-3}}{1,5 \cdot 10^{-4}} = 267 \text{ мм}$$

$$\overline{r_{a5}} = \frac{r_{a5}}{\mu_1} = \frac{52 \cdot 10^{-3}}{1,5 \cdot 10^{-4}} = 347 \text{ мм}$$

Радиусами вычерчивается окружности, проходящие через вершин зубьев,

$$\overline{r_{f4}} = \frac{r_{f4}}{\mu_1} = \frac{31 \cdot 10^{-3}}{1,5 \cdot 10^{-4}} = 207 \text{ мм}$$

$$\overline{r_{f5}} = \frac{r_{f5}}{\mu_1} = \frac{43 \cdot 10^{-3}}{1,5 \cdot 10^{-4}} = 287 \text{ мм}$$

А радиусами вычерчивается окружности, проходящие через впадин зубьев.

Вычерчивается профиль эвольвенты, проходящий через полюс  $p$  и перекатывая по двум основным окружностям линию зацепления  $n-n$ . Разделяем отрезок  $\overline{AP}$  на равные части. Например, на четыре равные части и получим отрезки  $\overline{P3}$ ,  $\overline{32}$ ,  $\overline{21}$ ,  $\overline{1A}$ . Также на линии зацепления отмечаем равные отрезки  $\overline{A5}$  и  $\overline{56}$ . Начиная с точки  $A$ , на основной окружности этих равных отрезков  $\overline{A1} = \widehat{A1}$ ,  $\overline{A2} = \widehat{A2}$ ,  $\overline{A3} = \widehat{A3}'$ , а также отмечаем дуг  $\overline{A5} = \widehat{A5}$ ,  $\overline{A6} = \widehat{A6}'$ .

Отмеченные точки  $1', 2', 3', 4', 5', 6'$  соединяем с центром  $O_4$ . От этих точек проводим перпендикуляр линиям радиусов, т.е. касательные линии к основным окружностям.

Чертим кривую линию эвольвенты, согласно свойствам, о том, что длина линии нормали проведенные от эвольвенты к эвольвенту по основной окружности «равна длины окружности». Для этого откладываем на первой точки на линии один отрезок  $1'-1''$ , от второй точки две отрезки на линии  $2'-2''$ , от третьей точки три отрезка на линии  $3'-3''$  и т.д. Найденные точки  $1'', 2'', 3'', 4'', 5'', 6''$ , последовательно соединив плавной кривой, получим линию эвольвенты. Для второго колеса тоже вычерчиваем в такой последовательности.

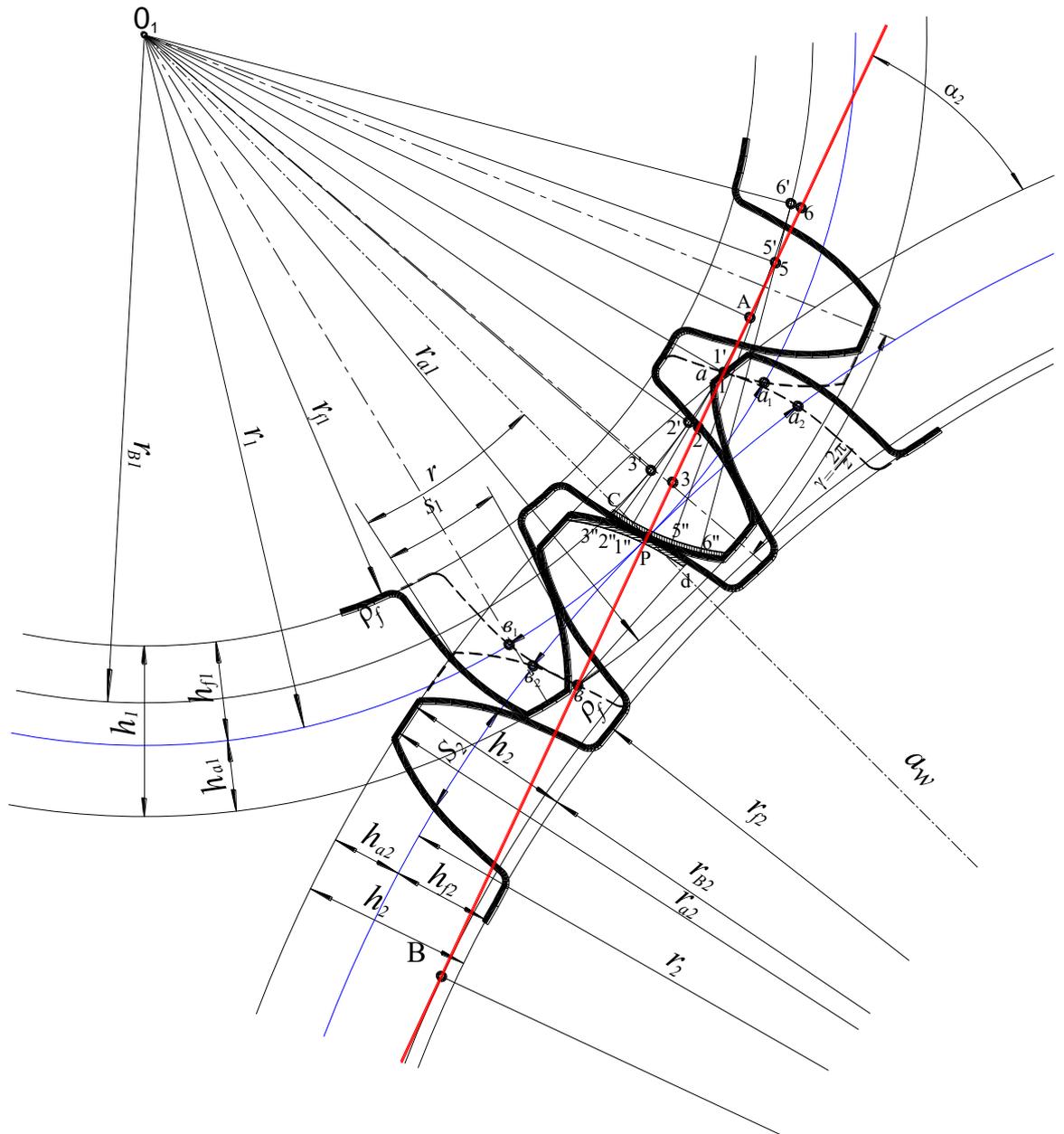


Рис. Пб. Схема открытого зубчатого зацепления

Нижний часть эвольвенты зуба продолжим прямой линией и окружность впадины соединим дугой радиусом:

$$\bar{r}_p = \frac{r_p}{\mu_1} = \frac{1,6 \cdot 10^{-3}}{1,5 \cdot 10^{-4}} = 11 \text{ мм}$$

Толщина зуба по начальной окружности

$$\bar{s}_4 = \bar{s}_5 = \frac{s_4}{\mu_1} = \frac{6,28 \cdot 10^{-3}}{1,5 \cdot 10^{-4}} = 42 \text{ мм}$$

Разделяем толщину зуба на две равные части и

середины соединяем с центром  $O_4$  и получаем геометрическую ось зуба. По методу симметрической проекции вычерчиваем вторую эвольвентную половину зуба.

Шаг зуба по дуге начальной окружности

$$\bar{p} = \frac{p}{\mu_1} = \frac{12,56 \cdot 10^{-3}}{1,5 \cdot 10^{-4}} = 84 \text{ мм}$$

на этих расстояниях отмечаем ось симметрии соседних зубьев вычерчиваем профили зубьев.

Вычерчиваем также профиль зуба второго колеса. Вычерчивается по три зуба каждого колеса.

### Расчет планетарного редуктора

Дано начальные значения

$$n_{\text{дв}} = 975 \text{ мин}^{-1}; \quad n_1 = 200 \text{ мин}^{-1}; \quad m_{pl} = 4 \text{ мм}$$

Производим геометрический расчет. Передаточные отношения

$$u_{um} = \frac{n_{dv}}{n_1} = \frac{975}{200} = 4,875; \quad u_{45} = \frac{z_5}{z_4} = \frac{24}{18} = 1,3; \quad u_{pl} = \frac{u_{um}}{u_{45}} = \frac{4,875}{1,3} = 4$$

$$z_1 = 20; \quad z_3 = 20(4-1) = 60; \quad z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2} = \frac{60 - 20}{2} = 20$$

$$R_1 = 2z_1 = 40 \text{ мм}; \quad R_2 = 2z_2 = 40 \text{ мм}; \quad R_3 = 2z_3 = 120 \text{ мм}$$

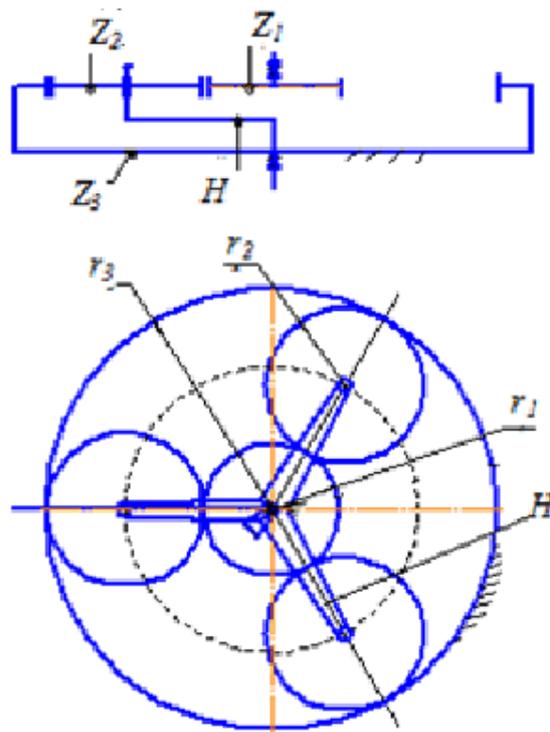


Рис. П8. Кинематическая схема планетарного механизма

При вычерчивании планетарного механизма рекомендуется взять масштаб по наибольшему диаметру колеса т.е.  $R_3$ , в этом случае мы можем регулировать площадь на чертежной бумаге.

$$\mu_l = \frac{R_3}{R_3} = \frac{120}{120} = 1 \text{ мм / мм}$$

тогда остальные параметры определяются

$$\bar{R}_2 = R_2 / \mu_l = 40 / 1 = 40 \text{ мм} \quad \bar{R}_1 = R_1 / \mu_l = 40 / 1 = 40 \text{ мм}$$

Вычерчиваем схему планетарного редуктора на листе А1.

### III-лист. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

Широкое применение кулачковых механизмов обусловлено тем, что с их помощью можно легко воспроизводить любой заданный закон движения выходного звена. При выборе закона движения ведомого звена нужно иметь в виду, что в кулачковых механизмах могут

возникнуть удары. Различают следующие группы законов движения: с жесткими ударами, с мягкими ударами и без ударов. Жесткие удары в кулачковом механизме имеют место, когда подъем или опускание толкателя происходит с постоянной скоростью. Примером движения, которое сопровождается мягкими ударами, является движение выходного звена по параболическому и косинусоидальному законам. При синусоидальном законе движение происходит без жестких и мягких ударов (этот закон рекомендуется использовать при проектировании быстроходных кулачковых механизмов). Для синтеза (проектирования) кулачкового механизма задаются: схема механизма; максимальное линейное  $h$  или угловое  $\psi$  перемещение выходного звена; фазовые углы поворота кулачка (удаления  $\varphi_y$ , дальнего стояния  $\varphi_{dc}$ , возвращения  $\varphi_e$ ); законы движения выходного звена для фазы удаления и возвращения; длина коромысла  $l$  для коромысловых кулачковых механизмов. Исходя из условий ограничения угла давления или угла передачи движения, определяют основные размеры звеньев кулачкового механизма: минимальный радиус кулачка, положение толкателя относительно центра вращения кулачка, проектируют профиль кулачка графическим или аналитическим методами.

Построение диаграмм движения толкателя (коромысла). Вычерчиваем диаграмму аналога ускорения толкателя  $\frac{d^2s}{d\varphi^2}$ , для чего на оси абсцисс в произвольном масштабе  $\mu_\varphi$  откладываем заданные углы  $\varphi_y = 70^\circ$ ,  $\varphi_{dc} = 0^\circ$ ,  $\varphi_e = 70^\circ$ . Для принятой длины диаграммы  $X = 140$  мм величины отрезков, изображающих фазовые углы:

$$X_y = \frac{X}{\varphi_p} \varphi_y; \quad X_{dc} = \frac{X}{\varphi_p} \varphi_{dc}; \quad X_e = \frac{X}{\varphi_p} \varphi_e.$$

где  $\varphi_p$  - рабочий угол кулачка, град.  $\varphi_p = \varphi_y + \varphi_{dc} + \varphi_e$   
Подставляя численные значения, получим

$$\varphi_p = \varphi_y + \varphi_{\partial c} + \varphi_{\partial} = 70^\circ + 0^\circ + 70^\circ = 140^\circ$$

$$X_y = \frac{X}{\varphi_p} \varphi_y = \frac{140}{140} \cdot 70 = 70 \text{ мм};$$

$$X_{\partial} = \frac{X}{\varphi_p} \varphi_{\partial} = \frac{140}{140} \cdot 70 = 70 \text{ мм}.$$

Для построения диаграммы перемещений выходного звена по углу поворота кулачка необходимо выполнить двукратное графическое интегрирование кривой аналога ускорения. Вначале делим отрезки  $X_y$  и  $X_{\partial}$ , каждый на 6 равных частей. В соответствии с заданием в интервале угла удаления  $\varphi_y$  в произвольном масштабе строим закон равномерно убывающего ускорения, а в интервале угла возвращения  $\varphi_{\partial}$  – трехугольный.

Порядок проектирования

Вычерчиваем диаграмму закона движения данного толкателя. Для этого взяв координатную систему

$$\frac{d^2S}{d\varphi^2} = \frac{d^2S}{d\varphi^2}(\varphi), \text{ и на оси абсцисс откладываем отрезок}$$

$\overline{OM} = 170 \text{ мм}$ . Угловой масштаб  $\mu$  на оси абсцисс определяем по формуле

$$\mu_{\varphi} = \frac{\varphi_r}{\overline{OM}} = \frac{\frac{\pi}{180^\circ}(\varphi_k + \varphi_{u.t} + \varphi_q)}{\overline{OM}} = \frac{3,14(70^\circ + 0^\circ + 70^\circ)}{140 \cdot 180^\circ} = 0,0174 \frac{\text{рад}}{\text{мм}}$$

где  $\varphi$  - угол поворота кулачка. На оси ординат в

произвольном масштабе  $\mu \frac{d^2s}{d\varphi^2}$  диаграмму закона движения

толкателя, здесь отмечаем высоту угла поворота кулачка на оси ординат произвольно  $a = 90 \text{ мм}$ .

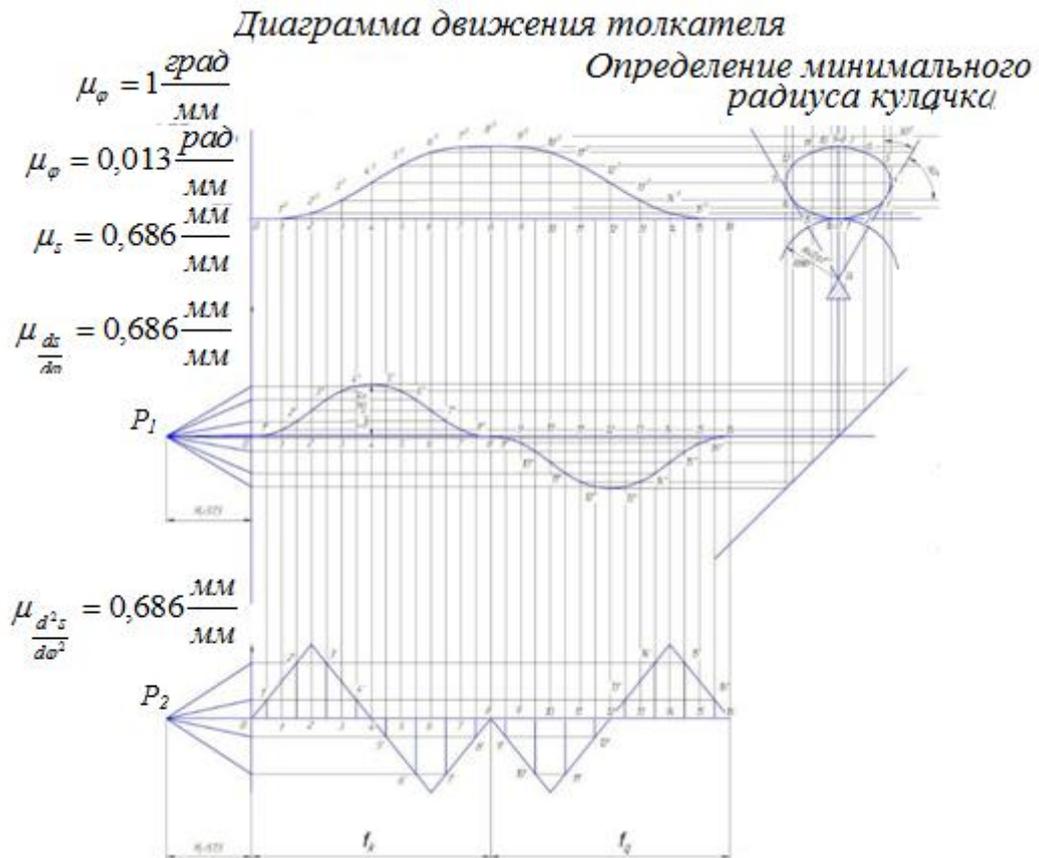


Рис. П9. Определение минимального радиуса кулачка

Для построения диаграммы перемещений выходного звена по углу поворота кулачка необходимо выполнить двукратное графическое интегрирование кривой аналога ускорения. Вначале делим отрезки  $X_y$  и  $X_v$ , каждый на 6 равных частей. В соответствии с заданием в интервале угла удаления  $\varphi_y$  в произвольном масштабе строим закон равномерно убывающего ускорения, а в интервале угла возвращения  $\varphi_v$ .

Для построения диаграммы аналога скорости  $\frac{ds}{d\varphi}(\varphi)$

интегрируем построенную диаграмму  $\frac{d^2s}{d\varphi^2} = (\varphi)$ .

Через точки 1, 2, 3...13 проводим ординаты, которые делят всю площадь заданных диаграмм на ряд участков. Площадь каждого из участков заменяем равновеликим прямоугольником с общим основанием по оси абсцисс.

Проектируем высоты полученных треугольников на ось ординат. Точки проекций 1', 2', 3'...13' соединяем с полюсом  $p_2$ , взятым на произвольном полюсном расстоянии  $H_2$  от начала осей координат  $O$ , лучами  $P21'$ ,  $P22'$ ,  $P23'$ ... $P213'$ . Ось абсцисс диаграммы  $\frac{ds}{d\varphi}(\varphi)$  делим на такое же количество

частей, как и ось абсцисс диаграммы  $\frac{d^2s}{d\varphi^2} = (\varphi)$ . Из точки  $0$

параллельно лучу  $P21'$  проводим линию до пересечения ее в точке  $1''$  с ординатой  $1$ . Из точки  $1''$  параллельно лучу  $P22'$  проводим линию до пересечения с ординатой  $2$  и т.д. Полученная ломаная и представляет приближенно искомую интегральную кривую  $\frac{ds}{d\varphi}(\varphi)$  на участке, соответствующем

углу  $\varphi_y$  поворота кулачка. Соединяем все точки плавной кривой. Диаграмма аналогов скоростей на участке, соответствующем углу  $\varphi_e$ , строится аналогичным способом. Диаграмму перемещений толкателя  $s(\varphi)$  строим методом графического интегрирования кривой  $\frac{ds}{d\varphi}(\varphi)$ . Полюс  $p_1$

берется на произвольном полюсном расстоянии  $H_1$  от начала осей координат  $O$ . Вычислим масштабные коэффициенты

диаграмм. Масштаб по оси абсцисс диаграмм  $\mu_\varphi = \frac{\pi}{180} \cdot \frac{\varphi_p}{X}$ .

Подставив численные значения, получим:

$\mu_\varphi = \frac{3,14}{180} \cdot \frac{130}{130} = 0,01744 \frac{рад}{мм}$ . Масштабный коэффициент по оси

ординат диаграммы перемещений  $s(\varphi)$ ,  $\mu_s = \frac{h}{S_{max}} \frac{м}{мм}$  где  $h$

– максимальное перемещение толкателя (центра ролика), мм;  $S_{max}$  – максимальная ордината диаграммы перемещений, мм.

В интервале угла удаления

$$\mu_{sy} = \frac{h}{S_{max y}} = \frac{35}{50} = 0,7 \text{ мм} = 0,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

В интервале угла возвращения

$$\mu_{s\phi} = \frac{h}{S_{\max \phi}} = \frac{35}{24} = 0,458 \text{ мм} = 0,458 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Масштабный коэффициент по оси ординат диаграммы  $s(\varphi)$

$$\mu_s = \frac{h}{S_{\max}} = \frac{0,013}{25} = 0,00052 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$$

Масштабный коэффициент по оси ординат диаграммы

$$\frac{ds}{d\varphi}(\varphi)$$

$$\mu_{\frac{ds}{d\varphi}} = \frac{h}{S_{\max \phi}} = \frac{35}{24} = 0,458 \text{ мм} = 0,458 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Масштабный коэффициент по оси ординат диаграммы

$$\frac{d^2s}{d\varphi^2}(\varphi)$$

$$\mu_{\frac{d^2s}{d\varphi^2}} = \frac{\mu_{\frac{ds}{d\varphi}}}{H_2 \mu_{\varphi}} = \frac{\mu_{\frac{ds}{d\varphi}}}{\frac{1}{\mu_{\varphi}}} = \mu_{\frac{ds}{d\varphi}} = \mu_s = 0,00052 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$$

здесь  $H_1$  и  $H_2$  для удобства расчетов принимаем

$$H_1 = H_2 = \frac{1}{\mu_{\varphi}} = \frac{1}{\pi/180^\circ} = 57,3 \text{ мм}$$

Масштабный коэффициент линейной скорости определяется по формуле

$$\mu_v = \omega_k \cdot \mu_{\frac{ds}{d\varphi}} = 0,00052 \cdot 20,93 = 0,010883 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$$

здесь  $\omega_k = \frac{\pi n_k}{30} = \frac{3,14 \cdot 200}{30} = 20,93 \text{ с}^{-1}$  - угловой скорость

кулачка

Масштабный коэффициент линейной скорости определяется по формуле

$$\mu_a = \omega_k^2 \cdot \mu_{\frac{d^2s}{d\varphi^2}} = 0,00052 \cdot 20,93^2 = 0,2277 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$$

## Построение профиля кулачка с поступательно движущимся толкателем

Определение минимального радиуса кулачка  $r_{min}$ . Для кулачковых механизмов минимальный радиус и другие основные размеры определяются по допускаемому углу давления или минимальному углу передачи движения путем графического определения области возможного расположения центра вращения кулачка. Для определения минимального радиуса кулачка  $r_{min}$  и величины эксцентриситета  $e$  (если она имеется) строим диаграмму  $\frac{ds}{d\varphi} = \frac{ds}{d\varphi}(\varphi)$ . Для этого проводим оси координат  $S$  и  $\frac{ds}{d\varphi}$ .

По оси ординат  $S$  в масштабе  $\mu_s$  отложим перемещения толкателя взятые из разметки хода толкателя на диаграмме перемещений. Через полученные точки  $B_0, B_1, B_2...$  проводим прямые, параллельные оси абсцисс. По диаграмме  $\frac{ds}{d\varphi}(\varphi)$  определяем значения аналогов скоростей для фазы

удаления:  $\left(\frac{ds}{d\varphi}\right)_y = y_{i_y} \cdot \mu\left(\frac{ds}{d\varphi}\right)_y$ , где  $y_{i_y}$  – длина ординаты в  $i$ -том

положении на диаграмме аналогов скоростей для фазы удаления и фазы возвращения  $mm$ ;

$$\left(\frac{ds}{d\varphi}\right)_e = y_{i_e} \cdot \mu\left(\frac{ds}{d\varphi}\right)_e$$

$y_{i_e}$  – длина ординаты в  $i$ -том положении на диаграмме аналогов скоростей для фазы возвращения.

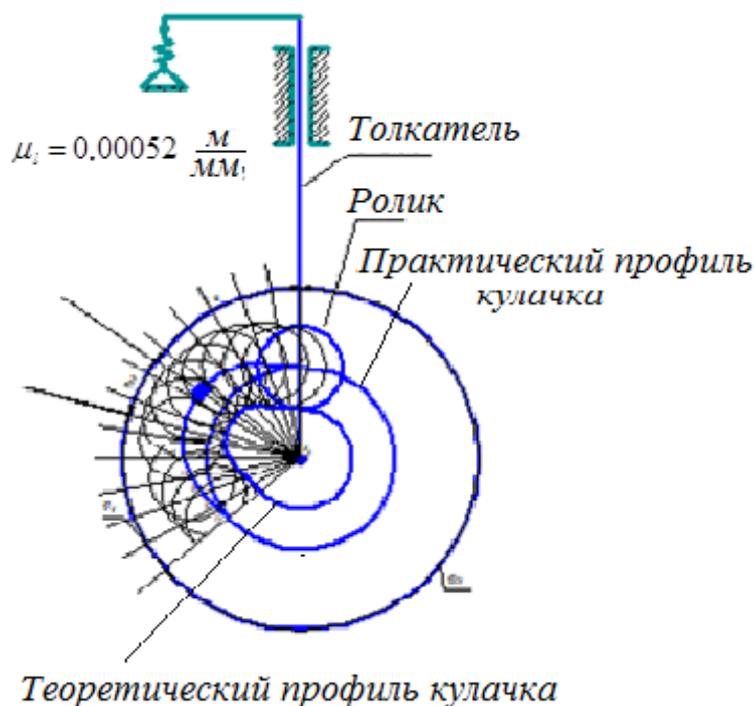


Рис. П10. Профилирование кулачка

### Построение профиля кулачка с поступательно движущимся толкателем

Главным этапом синтеза кулачкового механизма является построение профиля кулачка, в основу чего положен метод обращенного движения. Суть этого метода заключается в том, что всем звеньям механизма условно сообщается дополнительное вращение с угловой скоростью, равной угловой скорости кулачка, но направленной в обратную сторону. Тогда кулачок остановится, а стойка вместе с толкателем придет во вращательное движение вокруг центра кулачка  $O$  с угловой скоростью  $-\omega_k$ . Кроме того, толкатель будет совершать еще движение относительно стойки по закону, который определяется профилем кулачка. Для построения профиля кулачка выбираем положение центра вращения кулачка  $O$  и в выбранном масштабе  $\mu_s$  описываем окружности радиусами  $r_{min}$  и  $e$ .

Касательно к окружности радиуса  $e$  проводим линию движения толкателя  $y-y$ , согласно ее положению на диаграмме  $\frac{ds}{d\varphi} = \frac{ds}{d\varphi}(\varphi)$ . Точка пересечения  $B_0$  этой прямой с окружностью  $r_{min}$  определит положение толкателя, соответствующее началу удаления. Переносим на касательную полную разметку хода толкателя. Через точку  $B_0$  проводим окружность  $r_{max}$ . От прямой  $OB_0$  в сторону, противоположную вращению кулачка, отложим фазовые углы  $\varphi_y$ ,  $\varphi_{oc}$  и  $\varphi_e$ . Разделим дуги, стягивающие углы  $\varphi_y$  и  $\varphi_e$ , на 6 равных частей. Через полученные точки деления  $1'$ ,  $2'$ ,  $3'$ ... проводим касательные к окружности радиусом  $e$ , следя за тем, чтобы все касательные располагались по ту же сторону от центра  $O$ , что и прямая  $y-y$ . Из центра вращения кулачка  $O$  радиусами  $OB_1$ ,  $OB_2$ ,  $OB_3$ , ... проведем концентрические дуги до пересечения с соответствующими касательными. Точки пересечения представляет собой положение центра ролика в обращенном механизме. Соединив полученные точки плавной кривой, получим центровый профиль кулачка. Для определения действительного профиля кулачка необходимо определить радиус ролика, который должен быть меньше минимального радиуса кривизны  $\rho_{min}$  центрального (теоретического) профиля кулачка:  $r_p \leq (0,7...0,8) \rho_{min}$ . Для определения  $\rho_{min}$  выбираем на выпуклой части центрального профиля кулачка точку  $K$ , в которой кривизна зрительно кажется наименьшей. Затем вблизи данной точки выбираем на небольшом расстоянии еще две точки –  $K_1$  и  $K_2$  и соединим их с точкой  $K$ . Через середины полученных хорд проведем к ним перпендикуляры. Точка пересечения перпендикуляров  $M$  — центр окружности, проходящей через все три точки. Радиус  $MK$  можно приблизительно принять за  $\rho_{min}$ . В нашем случае  $\rho_{min} = 26$  мм. Из конструктивных соображений радиус ролика не рекомендуется принимать больше половины минимального радиуса:  $r_p \leq (0,4...0,5) r_{min}$ . Тогда

$$r_p = 0,45 r_{min} = 0,45 \cdot 0,019 = 0,0086 \text{ м.}$$

Принимаем  $r_p = 7 \text{ мм.}$  Действительный (практический) профиль кулачка получим, если построим эквидистантную кривую радиусом, равным  $r_p$ . Для этого выбираем на построенной кривой произвольный ряд точек на некотором расстоянии друг от друга. Вокруг каждой из этих точек описываем окружности (полуокружности или дуги) радиусом, равным  $r_p$ . Огибающая по всем этим окружностям (полуокружностям, дугам) и будет эквидистантной кривой, представляющей действительный профиль кулачка.

### Использованные литературы

1. А. Козик [и др.]. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин : пособие / А.–Минск : БГАТУ, 2012.–140с.

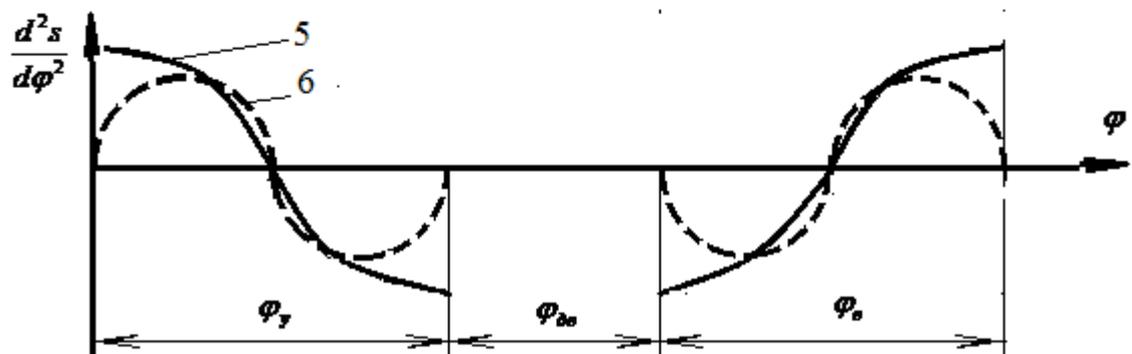
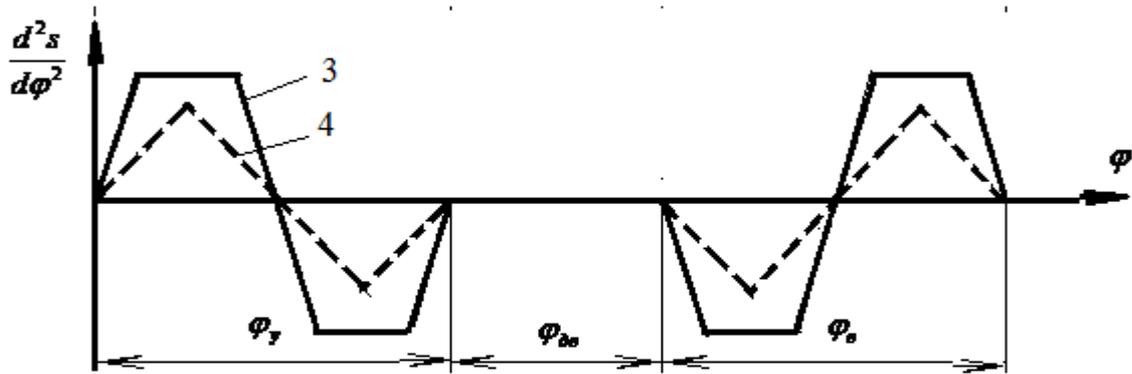
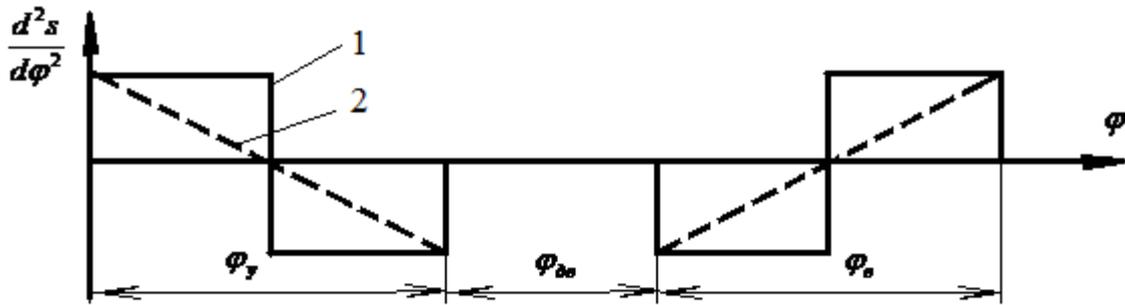
2. Филь П.В., Ахтямов А.М., Носко П.Л., Манько Н.В. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. - Луганск: Изд-во Восточноукр. национ. ун-та им. В. Даля, 2003. - 105 с.

3. Abduvaliev U.A., Karimov R.I. “Amaliy mexanika” fanining «Mashina va mexanizmlar nazariyasi» bo’limidan kurs ishini bajarish bo’yisha o’quv qo’llanma. -T, ToshDTU 2008.

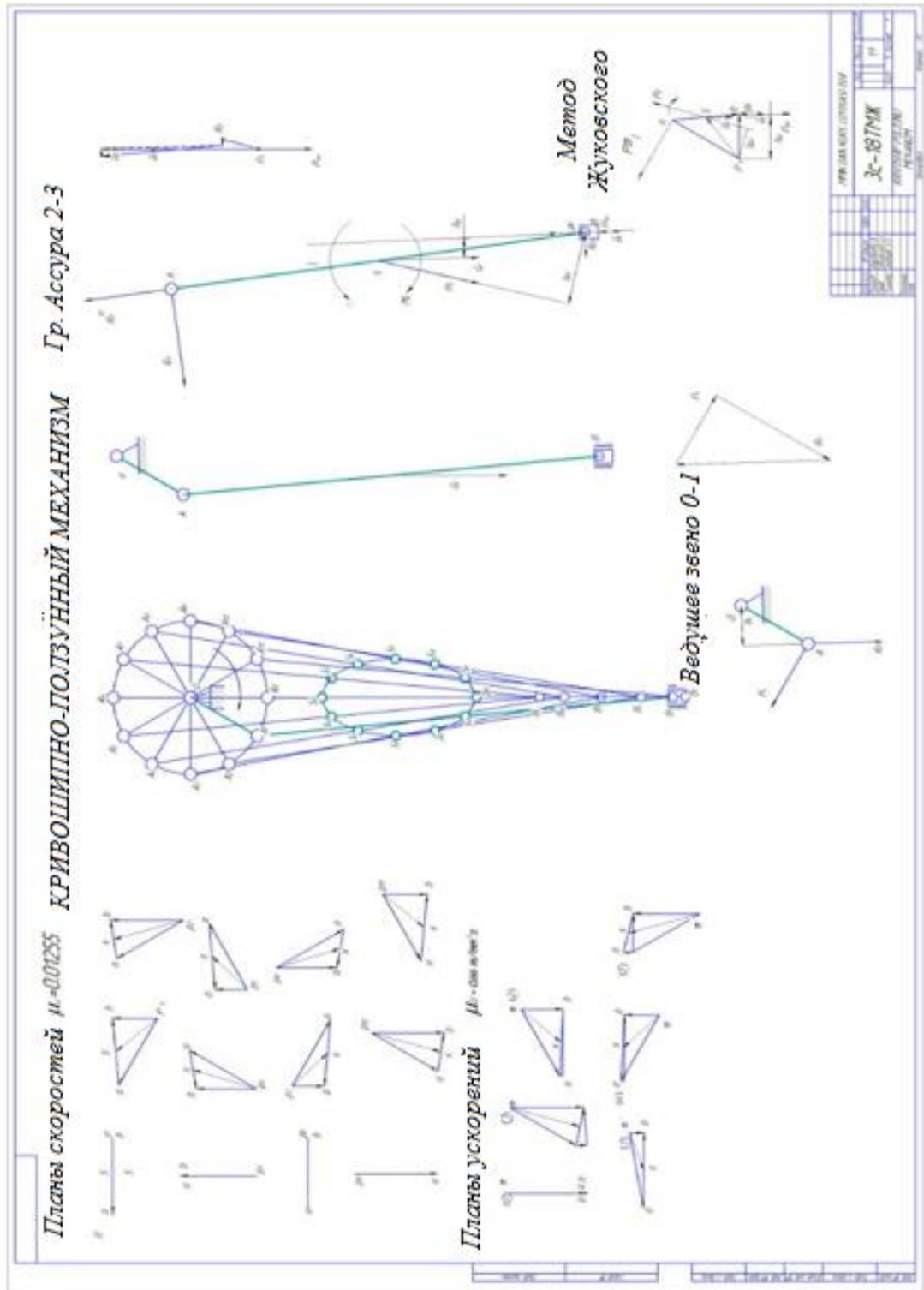
4. Qodirov R.X. Mashina va mexanizmlar nazariyasidan kursaviy loyihalash. -T.:O’qituvchi, 1990.

5. Попов С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин. М., Высшая школа, 1998.

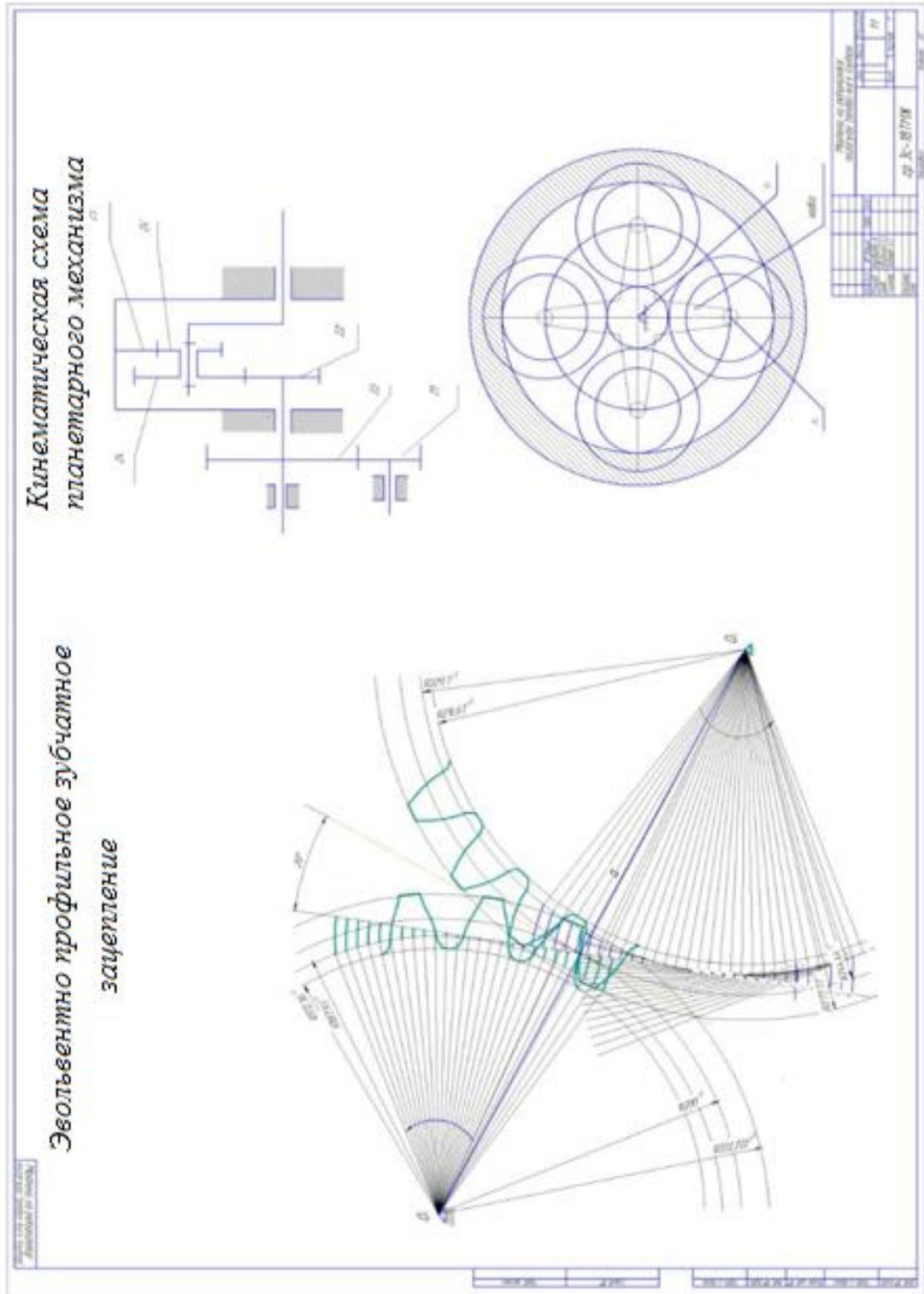
Приложение 1. Варианты диаграммы аналога ускорения толкателя кулачкового механизма.



Приложение 2. Лист 1. Кинематический и кинетостатическое расчет механизма



Приложение 3. Лист 2. Схема зубчатого зацепления и планетарного механизма.



Приложение 4. Лист 4. Схема кулачкового механизма

