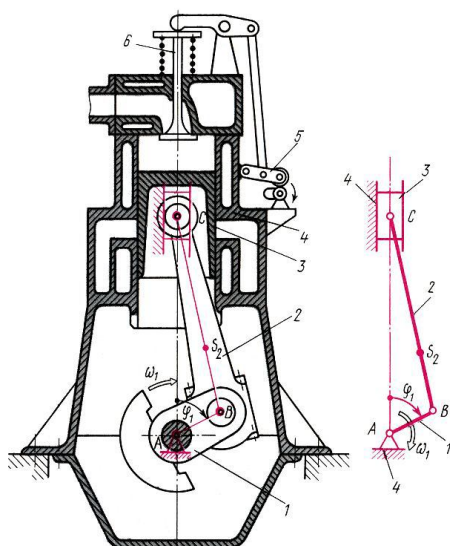


**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ
УЗБЕКИСТАН**

**ТАШКЕНТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АБУ РАЙХАНА БЕРУНИ**

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ
КУРСОВОГО ПРОЕКТА**



ТАШКЕНТ 2014

Теория механизмов и машин: методические указания по выполнению курсового проекта. Сост.: Латыпов В.Б., Турапов А.Т., Зайнутдинов Н.З., Ахмеджанов Ю.А. Ташкент: ТашГТУ, 2014 г. 104 с.

В методических указаниях представлены объем, содержание и подробный план выполнения курсового проекта по теории механизмов и машин.

Для курсового проекта представлено 15 комплексных заданий по 30 вариантов каждое. Задания составлены в соответствии с учебными планами специальностей механико-машиностроительного факультета и охватывают все основные разделы курса „Теория механизмов и машин”.

Печатается по решению научно-методического совета ТашГТУ

Рецензенты:

д.т.н., проф. Каримов Р.И. (ТашГТУ);

к.т.н., доц. Абдувалиев У.А. (ТашГТУ);

д.т.н., проф. Алимухамедов Ш.П. (ТАДИ)

ОБЪЕМ, СОДЕРЖАНИЕ И ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Цель выполнения курсового проекта

Проект (от латинского *projectus* - брошенный вперед) - совокупность документов и описаний на различных языках (графическом - чертежи, схемы, диаграммы и графики; математическом - формулы и расчеты; инженерных терминов и понятий - тексты описаний, пояснительные записки), необходимая для создания какого-либо сооружения или изделия.

Одним из основных видов процесса изучения курса "Теории механизмов и машин" в высших технических заведениях механико-машиностроительных направлений является выполнение курсового проекта.

Курсовое проектирование позволяет студентам закрепить полученные теоретические знания, углубить их и обобщить, а также применить эти знания к комплексному решению конкретных инженерных задач.

Курсовой проект выполняется в объеме 3-х листов формата А1 и сопровождается расчетно-пояснительной запиской формата А4 в объеме 30-40 листов.

Приступая к выполнению курсового проекта студенты еще не имеют навыков самостоятельного решения комплекса вопросов, связанных с проектированием механизмов, их структурным, кинематическим и динамическим исследованием, поэтому настоящая разработка в совокупности с методически разработанным заданием должна дать возможность студенту, усвоившему материал, изложенный на лекциях, самостоятельно выполнить курсовой проект по теории механизмов и машин.

I. СОДЕРЖАНИЕ И ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Содержание курсового проекта охватывает основные разделы курса:

1 -лист. Кинематическое и кинетостатическое исследование механизма;

2- лист. Проектирование (синтез) зубчатого механизма;

3-лист. Проектирование (синтез) кулачкового механизма.

1. Кинематическое и кинетостатическое исследование механизма

1.1. Структурный и кинематический анализ механизма

Порядок выполнения:

- рассчитать размеры звеньев механизма;
- вычертить кинематическую схему механизма в масштабе длин μ_e м/мм;
- выполнить структурный анализ механизма;
- разложить механизм на чертеже на группы Ассура;
- аналитическим методом определить кинематические параметры исследуемой точки звена;
- построить планы скоростей для 6-ти положений механизма в масштабе μ_v м/сек мм.;
- построить планы ускорений для 4-х положений механизма в масштабе μ_a м/сек² мм.

Содержание и порядок составления расчетно-пояснительной записки курсового проекта (кинематический анализ механизма):

- а) исходные данные в соответствии с заданием и вариантом;
- б) расчет геометрических параметров звеньев механизма и масштаба кинематической схемы μ_e [м/мм];
- в) структурный анализ механизма;
- г) построение планов механизма;
- д) определение линейных скоростей точек звеньев механизма и угловых скоростей звеньев механизма методом полярных планов:
 - расчет масштаба μ_v [м/смм];
 - векторные уравнения скоростей;

- таблица векторных и истинных значений линейных скоростей точек звеньев, а также угловых скоростей звеньев механизма для 6-ти положений;

е) определение ускорений точек звеньев механизма и звеньев методом полярных планов:

- расчет масштаба μ_a [$\text{м/с}^2\text{мм}$];
- векторные уравнения ускорений;
- таблица значений линейных ускорений точек звеньев, а также угловых ускорений звеньев механизма для 4-х положений.

1.2. Кинетостатический расчет механизма

Исходные данные:

- кинематическая схема механизма в заданном положении;
- механическая характеристика сил полезного сопротивления (индикаторная диаграмма);
- массы звеньев.
- моменты инерции звеньев.

Порядок выполнения:

- определить значения сил сопротивления или действующих сил для заданного положения механизма;

- определить инерционные силы, действующие на звенья механизма в заданных положениях;

- разложить механизм в каждом из положений на группы Ассура;

- вычертить каждую группу Ассура в рассматриваемом положении и приложить к звеньям все действующие внешние силы, включая силы инерции в кинематических парах;

- определить реакцию в кинетических парах каждой группы от всех действующих сил/ сил сопротивления, тяжести, инерции (без учета сил трений). План сил (силовой многоугольник) размещать рядом с соответствующей ему группой Ассура в масштабе μ_p [н/мм];

- начертить начальное (ведущее звено) механизма, приложив к нему все действующие силы, включая уравновешивающую P_y ;

- определить P_y из условия равновесия начального звена;

- определить реакцию в опоре начального звена;

- методом "рычага" Н.Е.Жуковского определить уравновешивающую силу.

Содержание и порядок составления расчетно-пояснительной записки (силовой расчет механизма).

- а) Исходные данные в соответствии с заданием к вариантам.
- б) Определение сил инерций и моментов сил инерций.
- в) Определение реакций в кинематических парах механизма:
 - уравнение моментов для соответствующей реакции и ее расчет;
 - векторное уравнение сил, на основании которого строится силовой многоугольник, для определения искомых реакций;
 - расчет масштаба силового многоугольника μ_p [Н/мм];
 - векторные и истинные значения величин искомых реакций, полученные из силового многоугольника.
- г) Определение уравновешивающей силы и реакции в опоре ведущего звена:
 - уравнение момента для расчета уравновешивающей силы;
 - расчет уравновешивающей силы;
 - векторное уравнение сил, на основании которого строится силовой многоугольник для определения реакции в опоре ведущего звена;
 - расчет масштаба силового многоугольника, μ_p [Н/мм];
 - векторная и истинная величины реакции в опоре ведущего звена механизма.
- д) Определение уравновешивающей силы методом «рычага» Н.Е. Жуковского:
 - уравнение моментов относительно повернутого плана скоростей от всех сил, приложенных к "рычагу", и уравновешивающую силу P_y ;
 - расчет уравновешивающей силы.
- е) Сравнение величин уравновешивающих сил, полученные методом «рычага» Н.Е. Жуковского и методом кинетостатики.

2. Проектирование (синтез) зубчатой передачи и планетарного редуктора

Исходные данные:

- числа зубьев колес зубчатого механизма;
- модуль зубчатых колес;
- передаточное отношение планетарного редуктора;

- модуль зубчатых колес планетарного редуктора.

Порядок выполнения:

- рассчитать размеры зубчатых колес;
- вычертить эвольвентное зацепление зубчатых колес в масштабе μ_e [м/мм], изобразив на каждом колесе по три зуба;
- указать на чертеже все элементы зубчатых колес и зацепление (радиусы окружностей вершин, делительной, основной, впадин, головку, ножку, толщину зуба, ширину впадин между зубьями по делительной окружности, шаг по делительной и основной окружностям; угол зацепления, межосевое расстояние, радиальные зазоры, практическую линию зацепления, рабочие профили зубьев, дуги зацепления);
- вычертить станочное зацепление для одного из зубчатых колес, указав все элементы станочного зацепления (угол станочного зацепления, линию станочного зацепления, смещение рейки, рабочие профили зубьев, галтель);
- рассчитать размеры зубчатых колес планетарного редуктора;
- вычертить кинематическую схему планетарного редуктора в масштабе μ_e м/мм;
- вычертить на листе таблицу основных параметров, характеризующих эвольвентное зубчатое зацепление и планетарный редуктор (модуль зубчатых колес, коэффициент высоты головки, коэффициент радиального зазора, угол станочного зацепления, угол зацепления механизма, коэффициент перекрытия, передаточное отношение планетарного редуктора).

Содержание и порядок составления расчетно-пояснительной записки (проектирование (синтез) зубчатой передачи и планетарного редуктора):

- а) исходные данные в соответствии с заданием и вариантом;
- б) расчет геометрических параметров зубчатых колес механизма;
- в) профилирование зубьев зубчатой передачи;
- г) элементы зубчатого колеса (понятия);
- д) элементы эвольвентного зацепления (понятия);
- е) определение коэффициента перекрытия зубчатой передачи (графически и аналитически);
- ж) выбор схемы планетарного редуктора и его обоснование;

з) подбор чисел зубьев планетарного редуктора, исходя из заданного передаточного отношения и условий соосности, сборки, соседства;

и) расчет геометрических параметров зубчатых колес планетарного редуктора и масштаба кинематической схемы μ_e [м/мм]

3. Проектирование (синтез) кулачкового механизма

Исходные данные:

- кинематическая схема кулачкового механизма;
- максимальный угол качания коромысла или ход толкателя;
- закон изменения аналога ускорения толкателя;
- допустимый угол давления в кулачковом механизме (угол передачи движения);
- фазовые углы кулачка - угол удаления, угол дальнего выстоя, угол возврата.

Порядок выполнения:

- вычертить диаграмму аналогов ускорения толкателя в $\mu \frac{d^2s}{d\varphi^2}$ [мм/мм] или $\mu \frac{d^2\beta}{d\varphi^2}$ [рад/мм];
- построить диаграмму аналогов скоростей толкателя в масштабе $\mu \frac{ds}{d\varphi}$ [мм/мм] или $\mu \frac{d\beta}{d\varphi}$ [рад/мм] методом графического интегрирования диаграммы аналога ускорений;
- построить диаграмму перемещения толкателя в масштабе μ_s [мм/мм] или μ_β [гр/мм] методом графического интегрирования диаграммы аналога скорости;
- построить диаграмму перемещения толкателя в функций аналога скорости и, учитывая допустимый угол давления, графически определить минимальный радиус-вектор профиля кулачка;
- построить центровый профиль кулачка;
- построить практический профиль кулачка (если толкатель оканчивается роликом);
- построить диаграмму изменения угла давления (угла передачи движения) в кинематической паре "кулачок-толкатель", в масштабе μ_α [град/с²мм];

– построить планы скоростей и ускорений толкателя для любого положения кулачкового механизма в масштабах μ_v [м/мм] и μ_a [м/сек²мм] соответственно на фазе подъема.

Содержание и порядок составления расчетно-пояснительной записки (синтез кулачкового механизма):

- а) исходные данные в соответствии с заданием и вариантом;
- б) расчет масштабов диаграмм перемещений μ_s [мм/мм] или μ_β [град/мм] , аналогов скоростей $\mu \frac{ds}{d\varphi_1}$ [м/мм] или $\mu \frac{d\beta}{d\varphi_1}$ [рад/мм] и ускорений толкателя по осям абсцисс и ординат $\mu \frac{d^2s}{d\varphi^2}$ [мм/мм] или коромысла $\mu \frac{d^2\beta}{d\varphi^2}$ [рад/мм];
- в) определение векторной и истинной величины минимального радиуса профиля кулачка;
- г) профилирование кулачка (описание последовательности действий).

II. УКАЗАНИЯ ПО ОФОРМЛЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

1. Графическая часть проекта в объеме 3-х листов выполняется на листах чертежной бумаги формата А1 (841 х 594) с соблюдением общих правил выполнения чертежей и условий обозначении в схемах.

Вспомогательные построения выполняются тонкими линиями и сохраняются.

2. На чертежах указываются масштабные коэффициенты всех построений.

3. В правом нижнем углу листа помещается штамп по форме ГОСТ 2.104-68. Образец штампа см на стр. 100 .

4. Расчетно-пояснительная записка выполняется на отдельных листах формата А4 (210 х 297). Обратная сторона листов не заполняется. На листах записки оставляются поля слева - 20 мм, справа - не менее 10 мм, сверху и снизу - 10 мм. По окончании работы листы записки нумеруются, составляется оглавление и собираются

в общую обложку с титульным листом, форма которого приведена на стр.102.

5.Записка должна содержать краткое описание работы машины, исходные данные, последовательное описание выполненных графических построений, сопроводительные расчеты, причем формулы приводятся сначала в буквенных выражениях, затем производятся подстановка данных и вычисления. Результаты вычислений сводятся в таблицы.

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.

III. ЗАЩИТА КУРСОВОГО ПРОЕКТА

1.Подписанный руководителем курсовой проект защищается студентом 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 усвоил 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 100 - балльной рейтинговой оценке на основании защиты студента и качества проекта.

2.Вопросы по защите курсового проекта.

1-раздел. Структурный, кинематический и кинетостатический анализ механизма.

1.Дать пояснения: машина, механизм, звено, кинематическая пара (высшая и низшая), кинематическая цепь, группы Ассура, оп-

ределение класса и порядка групп Ассура. Порядок деления схемы механизма на группы Ассура.

2.Цель кинематического анализа.

3.Виды кинематического анализа, положительные и отрицательные стороны.

4.Масштабы (длин, скорости и ускорения).

5.Порядок составления векторных уравнений скорости и ускорения.

6. Чем определяется количество векторных уравнений, составленных для точки звена?

7. Как определяются значения и направления угловых скоростей и ускорений?

8.Когда звено совершает ускоренное (замедленное) движение?

9.Как определяются направления векторов внешних сил и сил инерций?

10.В чём заключается принцип Даламбера?

11.Какие силы действуют на звенья механизма?

12.Как определяются значения движущих сил или сил сопротивления для данного положения механизма?

13.Расскажите о порядке составления плана сил.

14.Расскажите о порядке составления векторного уравнения равновесия сил.

15.Физический смысл уравновешивающей силы.

16.Каков порядок определения уравновешивающей силы при помощи «рычага» Н.Е.Жуковского?

2-раздел. Синтез зубчатых механизмов.

1.Что вы понимаете под термином «передаточное отношение»?

2.Что такое линия зацепления и как она проводится?

3.Как определяются шаг и модуль зубчатого колеса?

4.Как определяется коэффициент перекрытия? Минимальное число коэффициента перекрытия..

5.Что такое радиальное расстояние и для чего он необходим?

6.Расскажите о видах зацепления зубчатых колёс. К какому виду относится ваше зацепление?

7.Что такое эпициклические механизмы?

8.Можно ли преобразовать планетарный механизм в дифференциальный?

9. Какие виды планетарных механизмов вы знаете? К какому виду относится ваш планетарный механизм?

10. В чём смысл проектирования планетарных механизмов?

11. Каким условиям должны удовлетворять числа зубьев планетарного механизма?

3-Раздел. Синтез кулачкового механизма.

1. Виды кулачковых механизмов, их преимущества и недостатки.

2. Что вы понимаете “рабочая фаза кулачкового механизма”?

3. Угол давления и его влияние на работу кулачкового механизма.

4. Теоретический и рабочие профили. В каких кулачковых механизмах теоретический и рабочий профили совпадают?

5. Порядок определения масштабных коэффициентов.

6. Как определяются истинные значения скорости и ускорения толкателя?

7. От чего зависит профиль кулачка?

Пример выполнения курсового проекта на тему

«Проектирование механизма виброконвейера».

Движение к рычажному механизму передаётся от электродвигателя через пару внешних зубчатых колёс и планетарный редуктор (рис.1.1,б). Схема кулачкового механизма и закон движения коромысла показаны на схеме (рис.1.1,в, г)

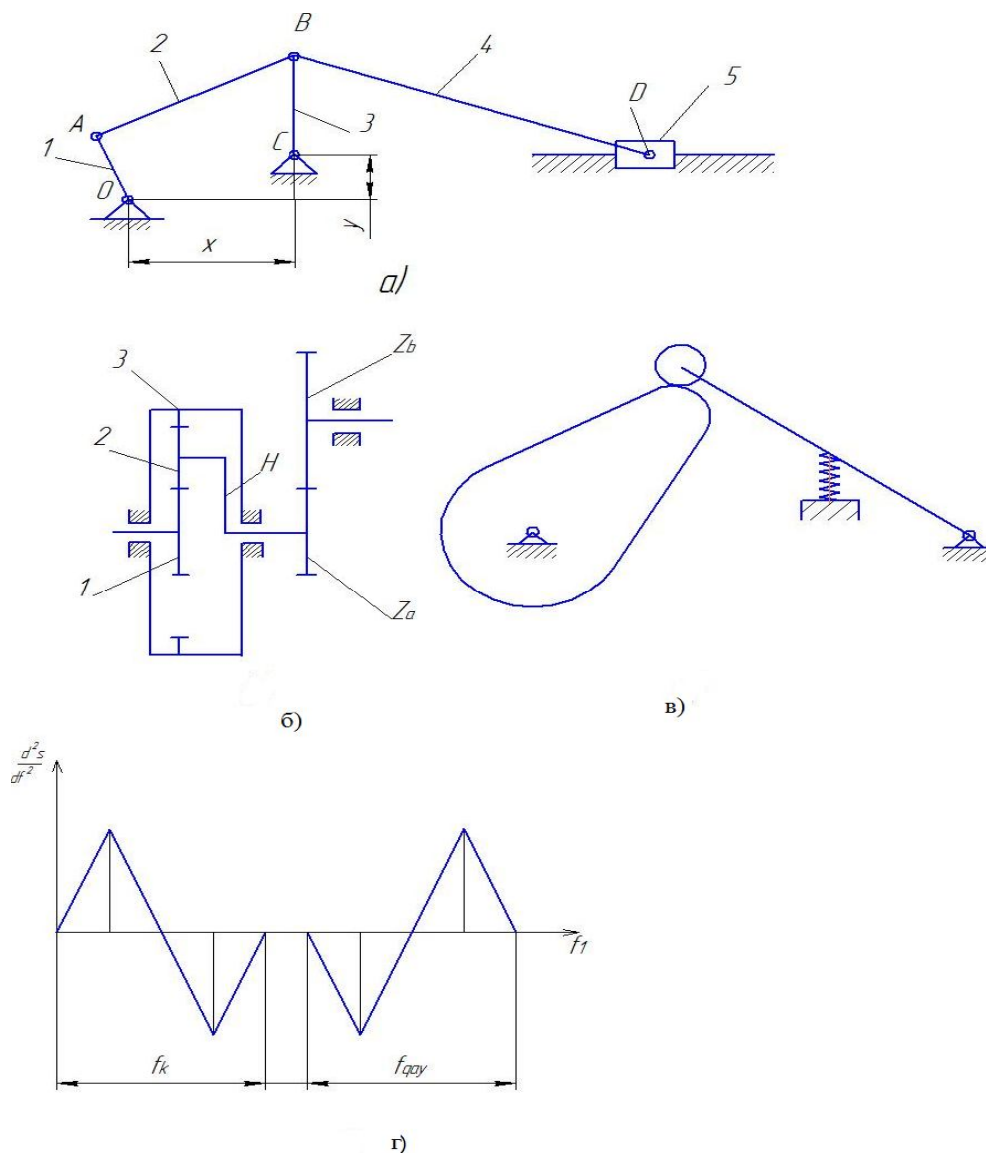


Рис.1.1 Схема привода механизма

а) шестизвенный механизм; б) зубчатый механизм; в) кулачковый механизм; г) закон изменения движения коромысла

Для проектирования даны следующие параметры.

1. Длины звеньев и их геометрические параметры:

- $l_{OA} = 0,12 \text{ m}$
- $l_{AB} = 0,46 \text{ m}$
- $l_{BC} = 0,39 \text{ m}$
- $l_{DB} = 1,5 \text{ m}$
- $X = 0,33 \text{ m}$
- $Y = 0,06 \text{ m}$

2. Число оборотов электродвигателя $n = 1350 \text{ об/мин}$

3. Число оборотов кривошипа $n_1 = 70 \text{ об/мин}$

4. Массы звеньев:

- $m_2 = 21 \text{ кг}$
- $m_3 = 25 \text{ кг}$
- $m_4 = 85 \text{ кг}$
- $m_5 = 500 \text{ кг}$
- $m_m = 950 \text{ кг}$

5. Моменты инерции :

- $J_{01} = J_{S3} = 1,1 \text{ кгм}^2$
- $J_{S2} = 0,5 \text{ кгм}^2$
- $J_{S4} = 36 \text{ кгм}^2$
- $J_{dv} = 0,03 \text{ кгм}^2$

6. Сила сопротивления на ползуне:

- $P_{лев} = 165 \text{ КН}$
- $P_{прав} = 460 \text{ кН}$

7. Угол $\varphi = 45^\circ$ для силового расчёта

8. Модуль внешнего зацепления $m = 10 \text{ мм}$

9. $Z_a = 17$

$Z_b = 39$

10. Модуль планетарной передачи $m_{pl} = 6 \text{ мм}$

11. Длина коромысла $l_k = 105 \text{ мм}$

12. Максимальный угол отклонения коромысла $\beta = 25^\circ$

13. Фазовые углы:

- фазы подъёма и опускания $\varphi_n = \varphi_o = 70^\circ$
- угол дальнего стояния $\varphi_{дс} = 100^\circ$

14. Угол давления $\alpha_{раз} = 45^\circ$

Структурный анализ механизма.

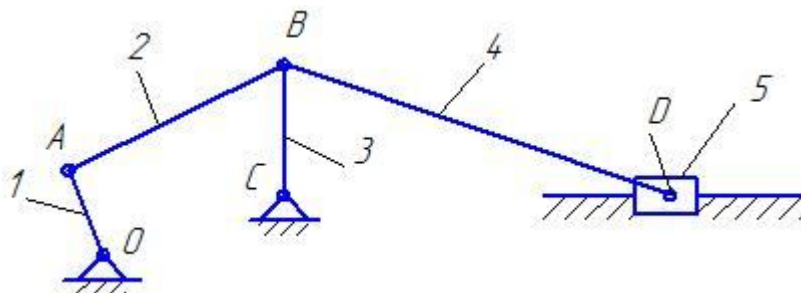


Рис.1.2. Структурная схема механизма

Данный 6- звенный механизм относится к семейству плоских механизмов и состоит из следующих подвижных звеньев:

1-кривошип; 2- шатун; 3- коромысло, 4- шатун, 5- ползун.

Число кинематических пар – 7:

O – кинематическая пара пятого класса (P_5)

A – P_5

B_1, B_2 – P_5

C – P_5

D_1 (между 4 и 5 звеньями) и D_2 (ползун и стойка) – P_5

Степень подвижности определяется по формуле П.Л.Чебышева:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4,$$

где n - число подвижных звеньев;

P_5 – кинематические пары 5- класса;

P_4 – кинематические пары 4-класса.

$$W = 3 \cdot 5 + 2 \cdot 7 + 0 = 1$$

В этом механизме имеется одно подвижное звено – кривошип.

Для определения класса механизма необходимо схему механизма разделить на группы Ассура, наибольший класс которого указывает на класс механизма. Разделение на группы Ассура необходимо начать с последнего звена.

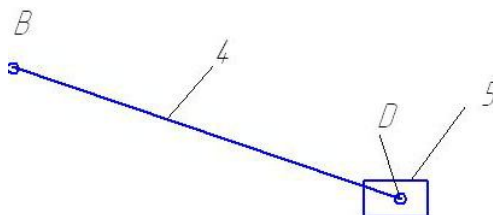


Рис.1.3. Группа Ассура II-класса

$$W = 3n - 2p_5 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$$

II (4,5)

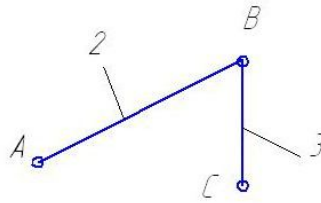


Рис.1.4. Группа Ассура II-класса

Число подвижных звеньев $n = 2$

Кинематические пары 5-класса - три. $p_5 = 3$ – A, B₂ и C

$$W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$$

II(2,3)

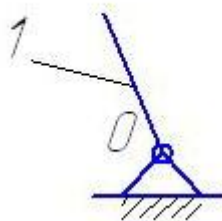


Рис.1.5. Группа Ассура I-класса

$$W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 1 = 1$$

I (0,1)

Наибольший класс групп Ассура – второй. Данный 6-ти звенный механизм также относится ко второму классу. Структурная формула будет выглядеть следующим образом:

$$I(0,1) \text{ II}(2,3) \text{ II}(4,5) \Rightarrow$$

Кинематический анализ механизма.

Целью кинематического анализа является определение траекторий движения центра масс звеньев и изменений кинематических параметров в зависимости от положений звеньев механизма.

При кинематическом анализе строятся положения звеньев механизма в масштабе длин μ и траектории центра тяжести отдельных

звеньев, определяются линейные скорости и ускорения точек звеньев, угловые скорости и ускорения звеньев механизма.

Для кинематического анализа даны следующие параметры:

- $l_{OA} = 0,12 \text{ m}$
- $l_{AB} = 0,46 \text{ m}$
- $l_{BC} = 0,39 \text{ m}$
- $l_{DB} = 1,5 \text{ m}$
- $X = 0,33 \text{ m}$
- $Y = 0,06 \text{ m}$
- $n = 70 \text{ об/мин}$

Построение кинематической схемы механизма

Для этого выбирается масштаб длин $\mu_l = \frac{l_{OA}}{l_{OA}} = \frac{0,12}{10} = 0,012 \frac{m}{mm}$, т.е.

кривошип, который имеет действительную длину $l_{OA} = 0,12 \text{ m}$ заменяем на чертеже отрезком 10 мм. Значения длин остальных звеньев на чертеже будут следующими:

$$\overline{l_{AB}} = \overline{AB} = \frac{l_{AB}}{\mu_l} = \frac{0,46}{0,012} = 38,33 \text{ mm}$$

$$\overline{BC} = \frac{l_{BC}}{\mu_l} = \frac{0,39}{0,012} = 32,5 \text{ mm}$$

$$\overline{BD} = \frac{l_{BD}}{\mu_l} = \frac{1,5}{0,012} = 125 \text{ mm}; \quad \overline{X} = 27,5 \text{ mm}; \quad \overline{Y} = 5 \text{ mm}$$

Положение звеньев на чертеже строятся в следующей последовательности:

1) в свободном поле чертежа отмечается центр вращения кривошипа точка О и радиусом, равным длине кривошипа на чертеже ($OA = 10 \text{ mm}$) вычерчивается окружность;

2) определяются положение точки С и линия движения ползуна;

3) от точки С проводим дугу радиусом $\overline{CB} = 32,5 \text{ mm}$. Положения точки В будут находиться на этой дуге;

4) находим первое положение, при котором кривошип ОА и шатун АВ находятся на одной линии. Для этого с точки О проводим дугу радиусом $R_1 = OA + AB = 10 + 38,33 = 48,33 \text{ mm}$ и отмечаем точку пересечения В'' на дуге, проведенной с точки С радиусом

СВ. Соединяем полученную точку B'' с центром O и на окружности отмечаем точку A'' , Соединяем точку B'' с точкой C и проводим прямую $BD=125\text{ mm}$ и на линии движения ползуна отмечаем точку D'' ;

5) проводим ось координат, принимая отрезок OA'' за одну из сторон оси;

6) находим второе положение, при котором кривошип OA и шатун AB находятся на одной линии. Для этого с точки O проводим дугу радиусом $R_1 = AB - OA = 38,33 - 10 = 28,33\text{ mm}$ и отмечаем точку пересечения B' на дуге, проведенной с точки C радиусом CB . Соединяем полученную точку B' с центром O и на окружности отмечаем точку A' . Соединяем точку B' с точкой C и проводим прямую $BD=125\text{ mm}$ и на линии движения ползуна отмечаем точку D' . Другие точки D будут находиться между точками D'' и D' , а точки B – между точками B'' и B' ;

7) принимая точку A' за точку A_0 , через каждые 30° (в нашем примере каждые 45°) на окружности радиуса OA отмечаем точки $A_1, A_2, \dots, A_8$ и соответственно этому находим точки $B_1, B_2, \dots, B_{12}$ и $D_1, D_2, D_3, \dots, D_{12}$;

8) определяются точки центра тяжести звеньев 2,3 и 4. Последовательно соединяя эти точки, строим их траектории.

Построение плана скоростей механизма.

План скоростей строится на основании следующих правил:

– план скоростей строится на основе векторного уравнения скоростей;

– векторное уравнение составляется для крайней точки звена (кинематической пары);

– число векторных уравнений равно числу звеньев, которые соединяются при помощи данной кинематической пары.

При построении плана скоростей для первого положения кривошипа необходимо аналитически определить скорость конечной точки кривошипа и выбрать масштаб.

Векторное уравнение точки «А» кривошипа выглядит следующим образом:

$$\vec{v}_A = \vec{v}_O + \vec{v}_{AO},$$

$$v_O = 0,$$

$$v_{AO} = \omega_1 \cdot l_{OA}; \quad \omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 70}{30} = 7,326 \frac{1}{c}$$

$$v_{AO} = \omega_1 \cdot l_{OA} = 7,326 \cdot 0,12 = 0,879 \frac{m}{c}$$

Вектор скорости этой точки $\vec{v}_{OA}$ направлен перпендикулярно первому положению кривошипа $\vec{v}_{OA} \perp \overline{OA}$. Приняв длину этого вектора $\vec{v}_{OA} = 40mm$, определяется масштаб скорости:

$$\mu_v = \frac{v_{OA}}{\vec{v}_{OA}} = \frac{v_{OA}}{PA} = \frac{0,879}{40} = 0,021975 \frac{m}{cmm}$$

Векторное уравнение скорости точки «В»:

$$\vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA},$$

$$\vec{v}_B = \vec{v}_C + \vec{v}_{BC}$$

Вектор скорости $\vec{v}_{BA}$ направлен перпендикулярно положению звена АВ, т.е. $\vec{v}_{BA} \perp \overline{AB}$

Векторное уравнение скорости точки D выглядит следующим образом:

$$\vec{v}_D = \vec{v}_B + \vec{v}_{DB},$$

$$\vec{v}_D = \vec{v}_{D(X)} + \vec{v}_{D(X-X)}.$$

Вектор относительной скорости $\vec{v}_{DB}$ направлен перпендикулярно звену DB;

$\vec{v}_{D(X)} = 0$ – проекция скорости на ось X

$\vec{v}_{D(X-X)}; \quad \vec{v}_{D(X-X)} \perp (X-X)$ оси

Построив план скоростей для первого положения кривошипа, определяется положение центра тяжести звеньев на плане скоростей:

$$\frac{s_2 \bar{a}}{\bar{ab}} = \frac{\bar{SA}}{\bar{AB}}; \quad s_2 \bar{a} = \frac{\bar{SA}}{\bar{AB}} \cdot ab [mm],$$

$$\frac{\bar{s}_3 b}{2} = \frac{1}{2} \bar{pb}; \quad \bar{s}_4 d = \frac{\bar{SD}}{\bar{BD}} \cdot \bar{db}$$

Вектора абсолютных v_B, v_s и относительных скоростей v_{BA} определяются с плана скоростей следующим образом:

$$v_B = \bar{pb} \cdot \mu_v \left[\frac{m}{c} \right]; \quad v_{s_2} = \bar{ps}_2 \cdot \mu_v; \quad v_{BA} = \bar{ab} \cdot \mu_v; \quad \omega_2 = \frac{v_{BA}}{l_{BA}} \left[\frac{1}{c} \right],$$

$$v_{BC} = v_B; \quad \omega_3 = \frac{v_{BC}}{l_{BC}}; \quad v_D = \bar{pd} \cdot \mu_v; \quad v_{DB} = \bar{db} \cdot \mu_v; \quad \omega_4 = \frac{v_{DB}}{l_{DB}}.$$

Значения скоростей для других положений звеньев приведены в таблице 1

Таблица 1

Значения линейных скоростей точек и
угловых скоростей звеньев

	1	2	3	4	4)	5	6	7	8
V_A	0,879	0,879	0,879	0,879	0,879	0,879	0,879	0,879	0,879
V_B	0,676	0,888	0,976	0,705	0	0,619	1,88	0,802	0
V_D	0,418	0,698	0,912	0,705	0	0,628	1,637	0,486	0
V_{S2}	0,614	0,798	0,926	0,785	0,439	0,383	1,207	0,848	0,438
V_{S3}	0,338	0,444	0,488	0,352	0	0,309	0,818	0,401	0
V_{S4}	0,513	0,757	0,949	0,705	0	0,623	1,73	0,612	0
V_{BA}	0,972	0,763	0,35	0,214	0,879	1,33	1,67	0,11	0,879
V_{DB}	0,46	0,436	0,255	0	0	0,038	0,608	0,523	0
ω_1	7,326	7,326	7,326	7,326	7,326	7,326	7,326	7,326	7,326
ω_2	2,11	1,658	0,76	0,465	1,91	2,89	3,63	0,237	1,91
ω_3	1,73	2,276	2,5	1,807	0	1,587	4,82	2,058	0
ω_4	0,306	0,29	0,17	0	0	0,025	0,405	0,348	0

Построение планов ускорений.

Векторное уравнение ускорения точки «А» выглядит следующим образом:

$$\vec{a}_A = \vec{a}_o + \vec{a}_{AO}^n + \vec{a}_{AO}^t,$$

$$a_o = 0,$$

$$a_{AO}^n = \omega_1^2 \cdot l_{OA} = 7,326^2 \cdot 0,12 = 6,44 \frac{m}{c^2},$$

$$\vec{a}_{AO}^n \parallel \overline{OA},$$

$$a_{AO}^t = \varepsilon_1 \cdot l_{OA} = \frac{d\omega_1}{dt} \cdot l_{OA}; \quad \omega_1 = const; \quad \varepsilon_1 = 0; \quad a_{AO}^t = 0,$$

$$a_A = a_{AO}^n = 6,44 \frac{m}{c^2}.$$

Масштаб ускорений:

$$\mu_a = \frac{a_A}{\vec{a}_A} = \frac{a_A}{pa} = \frac{6,44}{40} = 0,161 \frac{m}{c^2 mm}$$

Векторное уравнение ускорения точки «В» выглядит следующим образом:

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t,$$

$$\vec{a}_{BC} = \vec{a}_C + \vec{a}_{BC}^n + \vec{a}_{BC}^t,$$

$$a_{BA}^n = \omega_2 \cdot l_{BA} = 2,11^2 \cdot 0,46 = 2,048 \frac{m}{c^2}; \quad \vec{a}_{BA}^n \parallel \overline{BA} \text{ и направлен}$$

в сторону точки "А"

$$\vec{a}_{BA}^n = \overline{na} = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} [mm],$$

$$\vec{a}_{BA}^t \perp \overline{BA},$$

$$a_{BC}^n = \omega_3^2 \cdot l_{BC} = 1,73^2 \cdot 0,39 = 1,167 \frac{m}{c^2},$$

$$\vec{a}_{BC}^n = \overline{fp} = \frac{a_{BC}^n}{\mu_a}; \quad \vec{a}_{BC}^n \parallel \overline{BC} \text{ и направлен в сторону точки "С"}$$

Векторное уравнение точки «D», принадлежащего шатуну и ползуну, выглядит следующим образом:

$$\vec{a}_D = \vec{a}_B + \vec{a}_{DB}^n + \vec{a}_{DB}^t,$$

$$\vec{a}_D = \vec{a}_{D(X)} + \vec{a}_{D(X-X)},$$

$$a_{DB}^n = \omega_4^2 \cdot l_{DB} = 0,306^2 \cdot 1,5 = 0,14 \frac{m}{c^2},$$

$$\vec{a}_{DB}^n = \frac{a_{DB}^n}{\mu_a} = 0,87 mm; \quad \vec{a}_{DB}^n \parallel \overline{DB} \text{ и направлен в сторону точки "B",}$$

$$\vec{a}_{DB}^t \perp \overline{DB},$$

$$a_{D(X)} = 0; \quad \vec{a}_{D(X-X)} \parallel (X-X) \text{ оси.}$$

Положения центров тяжести звеньев определяются как на плане скоростей. Абсолютные и относительные ускорения в точках «B» и «D» а также угловые ускорения звеньев механизма определены следующим образом:

$$a_B = \overline{pb} \cdot \mu_a \frac{m}{c^2};$$

$$a_{BA}^t = \overline{nb} \cdot \mu_a;$$

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^t}{l_{BA}},$$

$$a_{BC}^t = \overline{fb} \cdot \mu_a; \quad \varepsilon_3 = \frac{a_{BC}^t}{l_{BC}};$$

$$a_D = \overline{pd} \cdot \mu_a,$$

$$a_{DB}^t = \overline{qb} \cdot \mu_a; \quad \varepsilon_4 = \frac{a_{BD}^t}{l_{BD}},$$

$$a_{s_2} = \overline{ps_2} \cdot \mu_a; \quad a_{s_3} = \overline{ps_3} \cdot \mu_a; \quad a_{s_4} = \overline{ps_4} \cdot \mu_a.$$

Значения ускорений для других положений звеньев приведены в таблице 2.

Таблица 2

**Значения линейных ускорений точек и
угловых ускорений звеньев**

	1	2	3	4	5	6	7	8
a_{AO}^n	6,44	6,44	6,44	6,44	6,44	6,44	6,44	6,44
a_B	4,2	3,31	2,39	6,71	17,69	9,68	9,84	5,78
a_D	3,4	3,26	0,88	6,26	17,67	7,9	7,53	3,38
a_{S2}	5,28	4,86	4,27	5,4	11,72	3,3	5,72	5,83
a_{S3}	2,1	1,65	1,19	3,35	8,84	4,84	4,92	2,88
a_{S4}	3,74	3,27	1,31	6,46	17,68	7,92	8,4	4,26
a_{BA}^n	2,04	1,26	0,265	0,1	3,84	6,06	0,026	1,68
a_{BA}^t	1,0	2,85	4,65	7,64	12,0	13,75	12,2	3,4
a_{BC}^n	1,16	2,02	2,43	1,27	0,982	9,06	1,65	0
a_{BC}^t	4,04	2,64	0,31	6,63	17,67	3,35	9,82	5,88
a_{DB}^n	0,14	0,126	0,043	0	0,0009	0,246	0,18	0
a_{DB}^t	1,73	1,68	2,5	1,3	0,11	0,03	5,0	4,17
ε_2	2,17	6,19	9,67	16,6	26,0	29,89	26,52	7,39
ε_3	10,3	6,77	0,79	17	45,3	8,59	25,18	15
ε_4	1,15	1,12	1,67	0,86	0,07	0,07	3,34	2,78

Кинетостатический анализ механизма.

Целью кинетостатического анализа является определение сил реакций в кинематических парах с учётом сил инерций, а также определение приведённой силы и момента от этой силы.

Для силового анализа даны следующие параметры

– Массы звеньев:

$$m_2 = 21 \text{ кг}; m_3 = 25 \text{ кг}; m_4 = 85 \text{ кг}; m_5 = 500 \text{ кг}$$

– Моменты инерции:

$$J_{O1} = J_{S3} = 1,1 \text{ кгм}^2; J_{S2} = 0,5 \text{ кгм}^2; J_{S4} = 36 \text{ кгм}^2;$$

$$J_{dv} = 0,03 \text{ кгм}^2$$

– Сила сопротивления:

$$P_{лев} = 165 \text{ Кн}$$

$$- P_{прав} = 4,60 \text{ Кн}$$

– Угол поворота кривошипа для силового расчёта $\varphi = 45^\circ$.

Силы реакций в кинематических парах определяются для каждой группы Асура. Разделение на группы Асура необходимо начать

с последнего (исполнительного) звена и приложить в соответствующие точки вектора известных сил.

Силы инерции звеньев приложены к центру тяжести звеньев, а вектора этих сил направлены противоположно векторам абсолютных ускорений центра тяжести звеньев.

$$P_{u4} = -m_4 \cdot a_{s4} = 85 \cdot 3,27 = 271,95 \text{ H}$$

$$M_{u4} = -\varepsilon_4 \cdot J_{s4} = 1,12 \cdot 36 = 40,32 \text{ НМ}$$

$$P_{u5} = -m_5 \cdot a_d = 500 \cdot 3,26 = 1630 \text{ H}$$

В точке «В» звена 4 действует сила реакции $R_{(23)4}$. Для удобства расчётов эту силу распределим на нормальную $R_{(23)4}^n$ и тангенциальную $R_{(23)4}^t$. Для определения последней составляется уравнение равновесия моментов от всех сил по отношению к точке «D»

$$\sum M_D(P) = R_{(23)4}^t \cdot BD + G_2 \cdot h_{G2} - P_{u4} \cdot h_{pu4} + M_{u4} / \mu_l = 0$$

$$R_{(23)4}^t = \frac{P_{u4} \cdot h_{pu4} - M_{u4} / \mu_l - G_2 \cdot h_{G2}}{BD} = \frac{271,95 \cdot 14,15 - 40,32 / 0,012 - 85 \cdot 9,81 \cdot 83,95}{125} = -559,48 \text{ H}$$

Результат получился отрицательный. Это означает, что в действительности вектор $\vec{R}_{(23)4}^t$ направлен в противоположную сторону. Силы реакций $R_{(23)4}^n$ и R_{05} определяются с плана сил.

План сил строится на основе следующего векторного уравнения моментов:

$$\vec{R}_{(23)4}^n + \vec{R}_{(23)4}^t + \vec{G}_4 + \vec{P}_{u4} + \vec{P}_k + \vec{G}_5 + \vec{P}_{u5} + \vec{R}_{05} = 0$$

Для построения плана сил необходимо выбрать масштаб сил и на основе этого определить длины векторов известных сил.

$$R_{(23)4}^t = 559,48 \text{ H};$$

$$G_4 = 833,85 \text{ H},$$

$$P_{u4} = 271,95 \text{ H},$$

$$P_k = 4600 \text{ H},$$

$$G_5 = 4905 \text{ H},$$

$$P_{u5} = 1630 \text{ H},$$

$$\mu_p = \frac{P_{\max}}{P_{\max}} = \frac{G_5}{G_5} = \frac{4905}{100} = 49,05 \frac{\text{H}}{\text{mm}}.$$

Для определения длин векторов известных сил необходимо их истинные значения разделить на масштаб сил. В результате получены следующие значения:

$$\vec{R}_{(23)4}^t = \frac{R_{(23)4}^t}{\mu_p} = \frac{559,48}{49,05} = 11,04 \text{ mm}$$

$$\vec{G}_4 = 17 \text{ mm}; \quad \vec{P}_{u4} = 5,54 \text{ мм}; \quad \vec{P}_\kappa = 93,78 \text{ мм}; \quad \vec{P}_{u5} = 32,23 \text{ мм}$$

С плана сил определяются истинные значения неизвестных сил:

$$R_{(23)4}^n = \vec{R}_{(23)4}^n \cdot \mu_p = 66,41 \cdot 49,05 = 3257,4 \text{ H}$$

$$R_{(23)4} = \vec{R}_{(23)4} \cdot \mu_p = 67,3 \cdot 49,05 = 3301,06 \text{ H}$$

$$R_{05} = 5927,69 \text{ H}$$

Для определения силы реакции между 4 и 5 звеньями строится векторное уравнение равновесия от всех сил 4-го или 5-го звена.

Для 4-го звена:

$$\vec{R}_{(23)4} + \vec{G}_4 + \vec{P}_{u4} + \vec{R}_{54} = 0,$$

$$R_{(23)4} = 3301,06 \text{ H}; \quad G_4 = 833,85 \text{ H}; \quad P_{u4} = 271,95 \text{ H};$$

$$\mu_p = \frac{P_{\max}}{\vec{P}_{\max}} = \frac{R_{(23)4}}{\vec{R}_{(23)4}} = \frac{3301,06}{50} = 66,02 \frac{\text{H}}{\text{mm}}.$$

Длины векторов известных сил следующие:

$$\vec{G}_4 = \frac{G_4}{\mu_p} = 12,63 \text{ mm}; \quad \vec{P}_{u4} = 4,12 \text{ mm}$$

Строится план сил и определяется значение силы реакции между 4 и 5 звеньями:

$$R_{54} = \vec{R}_{54} \cdot \mu_p = 52,3 \cdot 66,02 = 3452,84 \text{ H}$$

Определение неизвестных сил звеньев 2 и 3.

Строится следующая группа Ассура 2-го класса, состоящая из звеньев 2 и 3 и на соответствующие точки приложены вектора всех сил. В точке «В» вектор силы реакции $\vec{R}_{4(23)} = -\vec{R}_{(23)4}$, но по значению равны.

Определяются силы инерций и моменты от этих сил:

$$P_{u2} = -m_2 \cdot a_{s2} = 17 \cdot 4,86 = 82,62 \text{ H},$$

$$M_{u2} = -\varepsilon_2 \cdot J_{s2} = 6,19 \cdot 0,5 = 3,095 \text{ Hm},$$

$$P_{u3} = -m_3 \cdot a_{s3} = 21 \cdot 1,65 = 34,65 \text{ H},$$

$$M_{u3} = -\varepsilon_3 \cdot J_{s3} = 6,77 \cdot 1,2 = 8,124 \text{ Hm}.$$

Для определения силы реакции R'_{12} в точке «А» составляется уравнение равновесии моментов от всех сил звена 2 по отношению к точке «В».

$$\sum M_B(P) = -R'_{12} \cdot AB + P_{u2} \cdot h_{pu2} + G_2 \cdot h_{G2} + \frac{M_{u2}}{\mu_l} = 0$$

$$R'_{12} = \frac{P_{u2} \cdot h_{pu2} + G_2 \cdot h_{G2} + \frac{M_{u2}}{\mu_l}}{AB} = \frac{82,62 \cdot 23,95 + 166,89 \cdot 15,14 + \frac{3,095}{0,012}}{38,33} = 124,22 \text{ H}$$

Для определения силы реакции R'_{03} в точке «С» составляется уравнение равновесии моментов от всех сил звена 3 по отношению к точке «В».

$$\sum M_B(P) = R'_{03} \cdot CB - P_{u3} \cdot h_{pu3} - G_3 \cdot h_{G3} + \frac{M_{u3}}{\mu_l}$$

$$R'_{03} = \frac{P_{u3} \cdot h_{pu3} + G_3 \cdot h_{G3} - \frac{M_{u3}}{\mu_l}}{CB} = \frac{34,65 \cdot 18,04 + 206,81 \cdot 11,11 - 677}{32,5} = 69,09 \text{ H}$$

Другие силы определяются с плана сил.

Векторное уравнение равновесия для данной группы Ассуря выглядит следующим образом:

$$\vec{R}^n_{12} + \vec{R}^t_{12} + \vec{G}_2 + \vec{P}_{u2} + \vec{R}_{4(23)} + \vec{G}_3 + \vec{P}_{u3} + \vec{R}^t_{03} + \vec{R}^n_{03} = 0$$

По максимальному значению известных сил выбирается масштаб и определяются длины векторов.

$$\vec{R}^t_{12} = \frac{R^t_{12}}{\mu_p} = \frac{124,22}{33,01} = 3,76 \text{ mm}; \quad \vec{G}_2 = 5,05 \text{ mm}; \quad \vec{P}_{u2} = 2,5 \text{ mm};$$

$$\vec{G}_3 = 6,26 \text{ mm}; \quad \vec{P}_{u3} = 1 \text{ mm}; \quad \vec{R}^t_{03} = 2,09 \text{ mm}$$

По полученным значениям длин векторов с плана сил определяются истинные значения неизвестных сил.

$$R_{12}^n = R_{12}^n \cdot \mu_p = 83,05 \cdot 33,01 = 2741,48 \text{ Н},$$

$$R_{12} = 2748,41 \text{ Н}; \quad R_{03}^n = 3255,1 \text{ Н}$$

Определяется уравнивающая сила от всех сил звеньев механизма. В точке «А» кривошипа приложены векторуравнивающей силы P_{yp} и вектор силы реакции от 2 и 3 звеньев $\vec{R}_{21} = -\vec{R}_{12}$; $\vec{P}_{np} \perp \overline{OA}$

Уравнивающая сила определяется из уравнения момента от сил на звене 1.

$$\sum M_P(O) = P_{np} \cdot \overline{OA} + R_{(23)1} \cdot h_{R_{(23)1}},$$

$$P_{np} = -\frac{h_{R_{21}}}{OA} \cdot R_{21} = -\frac{12,14}{13,65} \cdot 2748,41 = -2444,37 \text{ Н}$$

Сила реакции R_{0A} определяется с плана сил.

Векторное уравнение равновесия выглядит следующим образом:

$$\vec{P}_{yp} + \vec{R}_{21} + \vec{R}_{01} = 0,$$

$$P_{yp} = 2444,37 \text{ Н}; \quad R_{21} = 2748,41 \text{ Н},$$

$$\mu_p = \frac{R_{21}}{R_{21}} = \frac{2748,41}{50} = 54,96 \frac{\text{Н}}{\text{мм}},$$

$$\vec{P}_{yp} = \frac{P_{yp}}{\mu_l} = \frac{2444,37}{54,96} = 44,47 \text{ мм}.$$

Определение уравнивающей силы при помощи жёсткого рычага Н.Е. Жуковского.

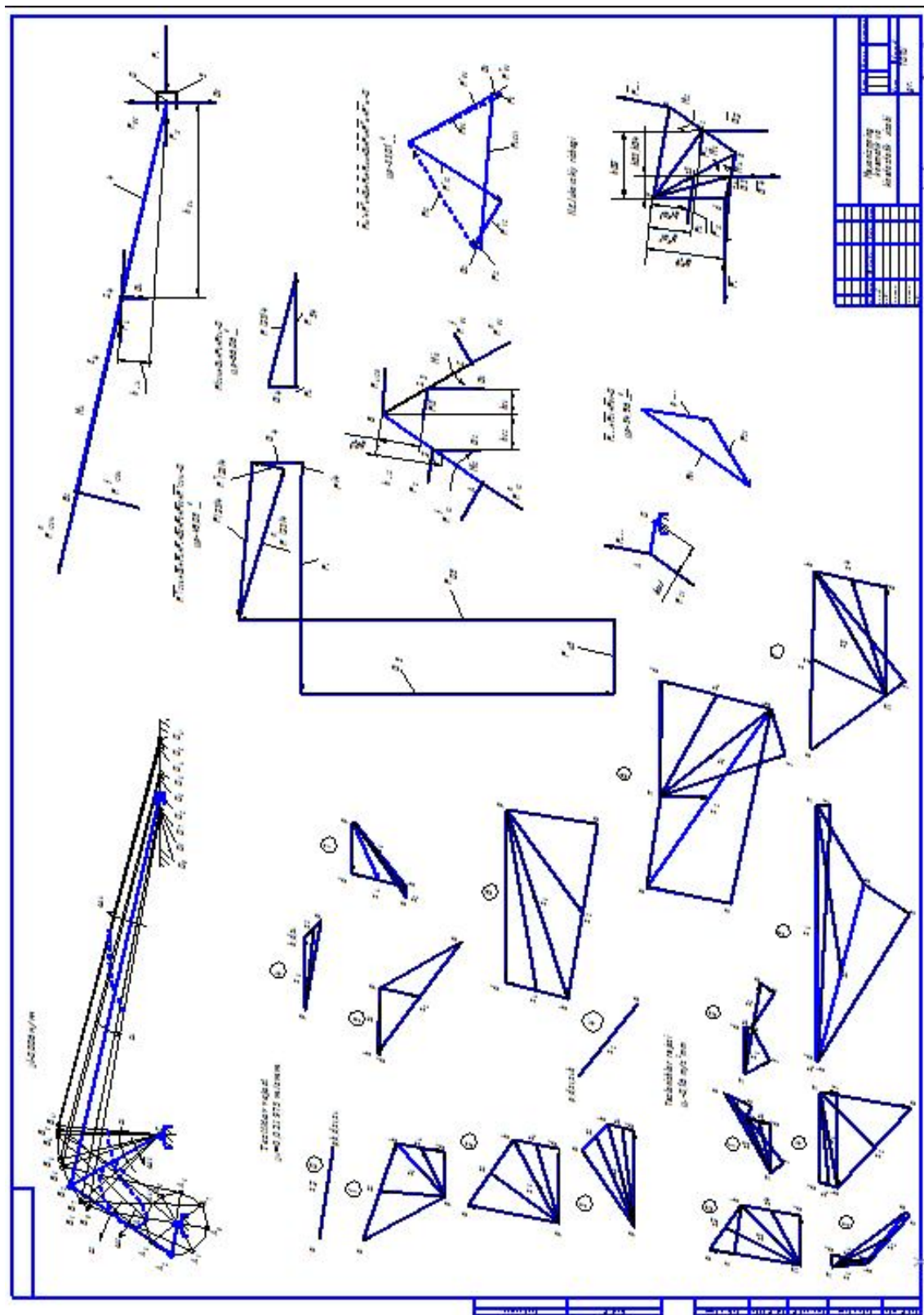
Для этого строится план скоростей для 1-го положения механизма и в соответствующие точки прикладываются вектора от всех внешних сил (силы реакций в этом случае не учитываются). Уравнивающая сила определяется из уравнения равновесия моментов от всех сил по отношению к полюсу скоростей.

$$\sum M_p(P) = P'_{yp} \cdot pa - G_2 \cdot h_{G2} - P_{u2} \cdot h_{pu2} - G_3 \cdot h_{G3} - P_{u3} \cdot h_{pu3} - G_4 \cdot h_{G4} - P_{u4} \cdot h_{pu4} + pd(P_\kappa - P_{u5}) = 0$$

$$P'_{yp} = \frac{G_2 \cdot h_{G2} + P_{u2} \cdot h_{pu2} + G_3 \cdot h_{G3} + P_{u3} \cdot h_{pu3} + G_4 \cdot h_{G4} + P_{u4} \cdot h_{pu4} - pd(P_\kappa - P_{u5})}{pa} = 2407,95 \text{ H}$$

Относительная ошибка

$$\Delta = \frac{P_{yp} - P'_{yp}}{P_{yp}} \cdot 100\% = \frac{2444,37 - 2407,95}{2444,37} \cdot 100\% = 1,48\%$$



Проектирование зубчатого механизма.

Для расчёта внешнего зубчатого зацепления даны следующие параметры:

Дано: $Z_1 = 17$; $Z_2 = 39$; $m = 10$ мм.

Расчёт параметров ведётся в следующей последовательности:

Радиусы делительных окружностей:

$$r_1 = \frac{m \cdot z_1}{2} = \frac{10 \cdot 17}{2} = 85 \text{ мм},$$

$$r_2 = \frac{m \cdot z_2}{2} = \frac{10 \cdot 39}{2} = 195 \text{ мм}.$$

Радиусы основных окружностей:

$$r_{b1} = (mZ_1/2) \cdot \cos \alpha = 79.9 \text{ мм},$$

$$r_{b2} = (mZ_2/2) \cdot \cos \alpha = 183.24 \text{ мм}.$$

Межосевое расстояние:

$$a_w = [m(Z_1 + Z_2)]/2 = [10(17 + 39)]/2 = 280 \text{ мм}.$$

Радиусы окружностей впадин зубьев:

$$r_{f1} = \frac{m \cdot (z_1 - 2.5)}{2} = \frac{10 \cdot (17 - 2.5)}{2} = 72.5 \text{ мм},$$

$$r_{f2} = \frac{m \cdot (z_2 - 2,5)}{2} = \frac{10 \cdot (39 - 2,5)}{2} = 182,5 \text{ мм.}$$

Радиусы вершин зубьев:

$$r_{a2} = \frac{m \cdot (z_1 + 2)}{2} = \frac{10 \cdot (17 + 2)}{2} = 95 \text{ мм,}$$

$$r_{a2} = \frac{m \cdot (z_2 + 2)}{2} = \frac{10 \cdot (39 + 2)}{2} = 205 \text{ мм.}$$

Высота зубьев:

$$h = 2,25 \cdot m = 2,25 \cdot 10 = 22,5 \text{ мм.}$$

Толщина зуба по делительной окружности:

$$S = \frac{\pi \cdot m}{2} = \frac{3,14 \cdot 10}{2} = 15,7 \text{ мм.}$$

Шаг зубьев по делительной окружности:

$$P = \pi m = 3,14 \cdot 10 = 31,4 \text{ мм.}$$

Шаг зубьев по основной окружности:

$$P_0 = \pi m \cdot \cos \alpha = 31,4 \cdot 0,94 = 29,5 \text{ мм.}$$

$$\text{Коэффициент перекрытия: } \xi = \frac{\overline{ab}}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} = \frac{42,61}{29,5} = 1,44$$

Проектирование планетарной передачи.

Вращательное движение от электродвигателя передаётся через пару зубчатых колёс на планетарный механизм и далее к кривошипу.

Общее передаточное отношение между валом электродвигателя и кривошипом $U_{об}$ выражается следующей формулой:

$$U_{об} = \frac{n_d}{n_1} = \frac{1350}{70} = 19,29,$$

$$U_{об} = U_{12} \cdot U_{пл},$$

где U_{12} – передаточное число открытой зубчатой передачи;

$U_{пл}$ – передаточное число планетарной передачи;

$$U_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{39}{17} = 2,29,$$

$$U_{nl} = \frac{U_{об}}{U_{12}} = \frac{19,29}{2,29} = 8,4$$

Передаточное число планетарной передачи определяется следующей формулой:

$$U_{nl} = U^3_{1H} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1};$$

$$\frac{Z_3}{Z_1} = U^3_{1H} - 1 = 7,4$$

Данный планетарный механизм состоит из пары внешней и пары внутренней передачи. Числа зубьев должны удовлетворять следующим условиям: $Z_1 \geq 17$

Принимается $Z_1 = 17$. Тогда:

$$Z_3 = 7,4 \cdot Z_1 = 125,8$$

Принимается $Z_3 = 125$

Из условия соосности имеем: $Z_1 + 2Z_2 = Z_3$

Определяется Z_2 :

$$Z_2 = \frac{Z_3 - Z_1}{2} = \frac{125 - 17}{2} = 54$$

Уточняется передаточное число планетарной передачи:

$$U^3_{1H} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1} = 1 + \frac{125}{17} = 8,353$$

Найденные числа зубьев проверяются на условие соседства:

$$\frac{Z_1 \cdot U_{1H}}{K} (1 + P^K) = B,$$

где K – число сателлитов; P – полное число оборотов водилы;

B – любое целое число.

$$\frac{17 \cdot 8,353}{2} = \frac{142}{2} = 71$$

Проверяем числа зубьев на условие сборки:

$$\sin \frac{180}{K} \geq \frac{Z_2 + 2h_a^*}{Z_1 + Z_2}$$

$$\sin \frac{180}{K} = \sin \frac{180}{2} = \sin 90^\circ = 1$$

$$\frac{Z_2 + 2h_a^*}{Z_1 + Z_2} = \frac{54 + 2 \cdot 1}{17 + 54} = \frac{56}{71} = 0,788$$

$$1 > 0,788$$

Условие сборки удовлетворяет.

Окончательно принимаем $Z_1 = 17$; $Z_2 = 54$; $Z_3 = 125$

Определяются значения делительных радиусов:

$$r_1 = \frac{mZ_1}{2} = \frac{6 \cdot 17}{2} = 51 \text{ мм},$$

$$r_2 = \frac{mZ_2}{2} = \frac{6 \cdot 54}{2} = 162 \text{ мм},$$

$$r_3 = \frac{1}{2} mZ_3 = \frac{1}{2} 6 \cdot 125 = 375 \text{ мм}.$$

Для построения планетарного механизма выбирается масштаб длин:

$$\mu_l = \frac{r_{\max}}{r_{\max}} = \frac{r_3}{r_3} = \frac{375}{125} = 3 \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$$

Значения радиусов на чертеже:

$$\overline{r_1} = \frac{r_1}{\mu_l} = \frac{51}{3} = 17 \text{ мм},$$

$$\overline{r_2} = 54 \text{ мм},$$

$$\overline{r_3} = 125 \text{ мм}.$$

Кинематический анализ планетарного механизма.

От вала электродвигателя вращательное движение передаётся к первому колесу планетарной передачи. Обороты водилы будут равны:

$$n_H = \frac{n_{\partial 6}}{U_{1H}^3} = \frac{1350}{8,353} = 161,6 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

Обороты первого вала планетарной передачи $n_1 = n_d = 1350$ об\мин

Угловая и линейная скорость этого вала будет равен:

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 1350}{30} = 141,3 \frac{1}{c},$$

$$v_A = \omega_1 r_1 = 141,3 \cdot 0,051 = 7,2 \frac{м}{c}$$

Для построения плана линейных скоростей выбирается масштаб:

$$\mu_v = \frac{v_a}{v_a} = \frac{v_a}{Aa} = \frac{7,2}{100} = 0,072 \frac{м}{смм}$$

Для построения плана угловых скоростей выбирается произвольное расстояние $PK = 25мм$

Масштаб угловых скоростей:

$$\mu_\omega = \frac{\mu_v}{\mu_l \cdot PK} = \frac{0,072}{3 \cdot 25} = 0,00096 \frac{1}{смм}$$

Схема планетарного редуктора строится в двух проекциях (рис.1.7)

Для проектирования даны следующие параметры:

1. длина коромысла $l_k = 105 \text{ mm}$
2. максимальный угол отклонения коромысла $\beta = 25^\circ$
3. фазовые углы
4. фазы подъёма и опускания $\varphi_n = \varphi_o = 70^\circ$
5. угол дальнего стояния $\varphi_{dc} = 100^\circ$
6. угол давления $\alpha_{раз} = 45^\circ$

Закон изменения движения толкателя дан в виде графика.

Фазовые углы кулачка распределены следующим образом:

$$\Phi = \varphi_{dc} + \varphi_{раб}; \quad \varphi_{раб} = \varphi_n + \varphi_{dc} + \varphi_{on} = 70^\circ + 10^\circ + 70^\circ = 150^\circ$$

$$\varphi_{dc} = \Phi - \varphi_{раб} = 360^\circ - 150^\circ = 210^\circ$$

Масштаб рабочей фазы кулачка:

$$\text{- в градусах: } \mu_{\varphi^0} = \frac{\varphi_{раб}}{\varphi_{раб}} = \frac{150^\circ}{150} = 1 \frac{cp}{mm}$$

$$\text{- в радианах: } \mu_\varphi = \mu_{\varphi^0} \cdot \frac{\pi}{180} = 0,0174 \frac{рад}{mm}.$$

Строится график аналога ускорений $\frac{d^2\beta}{d\varphi^2} = \frac{d^2\beta}{d\varphi^2}(\varphi)$. Максимальная амплитуда по оси ординат равна 70 мм. По оси абсцисс отложены чертёжные значения фазы рабочего угла, т.е. $\overline{\varphi}_n = 70 \text{ мм}$; $\overline{\varphi}_{dc} = 10 \text{ мм}$; $\overline{\varphi}_{on} = 70 \text{ мм}$. Из полученной диаграммы аналога ускорений путём графического интегрирования получен график аналога скоростей $\frac{d\beta}{d\varphi} = \frac{d\beta}{d\varphi}(\varphi)$. Расстояние $OH_2 = 25 \text{ мм}$ выбрано произвольно. Ещё раз проинтегрировав диаграмму аналога скоростей, получен график движения толкателя $\beta = \beta(\varphi)$. Для того, чтобы значения ординат графиков аналога скорости и движения толкателя получились в одинаковом масштабе, расстояние OH_1 определяется путём вычислений:

$$H_1 = \frac{1}{\mu_\varphi} = \frac{1}{0,0174} = 57,3 \text{ мм}$$

Масштаб движения коромысла:

$$\text{- в градусах: } \mu_{\beta^0} = \frac{\beta_{max}}{\beta_{max}} = \frac{25^\circ}{30,26} = 0,82617 \frac{cp}{mm};$$

$$\text{- в радианах: } \mu_\beta = \mu_{\beta^0} \cdot \frac{\pi}{180} = 0,82617 \cdot \frac{3,14}{180} = 0,0144 \frac{рад}{mm}$$

Масштаб линейного пути наконечника толкателя:

$$\mu_S = \mu_\beta \cdot l_k = 0,0144 \cdot 105 = 1,513 \frac{mm}{mm}$$

Масштаб аналога угловой скорости коромысла:

$$\mu_{\frac{d\beta}{d\varphi}} = \frac{\mu_\beta}{H_1 \cdot \mu_\varphi} = \frac{0,0144}{57,3 \cdot 0,0174} = 0,0144 \frac{mm}{mm}.$$

Масштаб аналога линейного пути движения наконечника толкателя:

$$\mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = \mu_{\frac{d\beta}{d\varphi}} \cdot l_k = 1,512 \frac{mm}{mm}.$$

Масштаб аналога углового ускорения коромысла:

$$\mu_{\frac{d^2\beta}{d\varphi^2}} = \frac{\mu_{\frac{d\beta}{d\varphi}}}{H_2 \cdot \mu_\varphi} = \frac{0,0144}{25 \cdot 0,0174} = 0,033 \frac{mm}{mm}.$$

Масштаб аналога тангенциального ускорения наконечника толкателя:

$$\mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}} = \mu_{\frac{d^2\beta}{d\varphi^2}} \cdot l_k = 3,475 \frac{mm}{mm}.$$

Определение минимального радиуса кулачка.

Для определения минимального радиуса кулачка строится номограмма $\beta = \beta\left(\frac{d\beta}{d\varphi}\right)$ путём исключения параметра φ с диаграмм

$$\beta = \beta(\varphi) \text{ и } \frac{d\beta}{d\varphi} = \frac{d\beta}{d\varphi}(\varphi) \text{ (рис.1.8)}$$

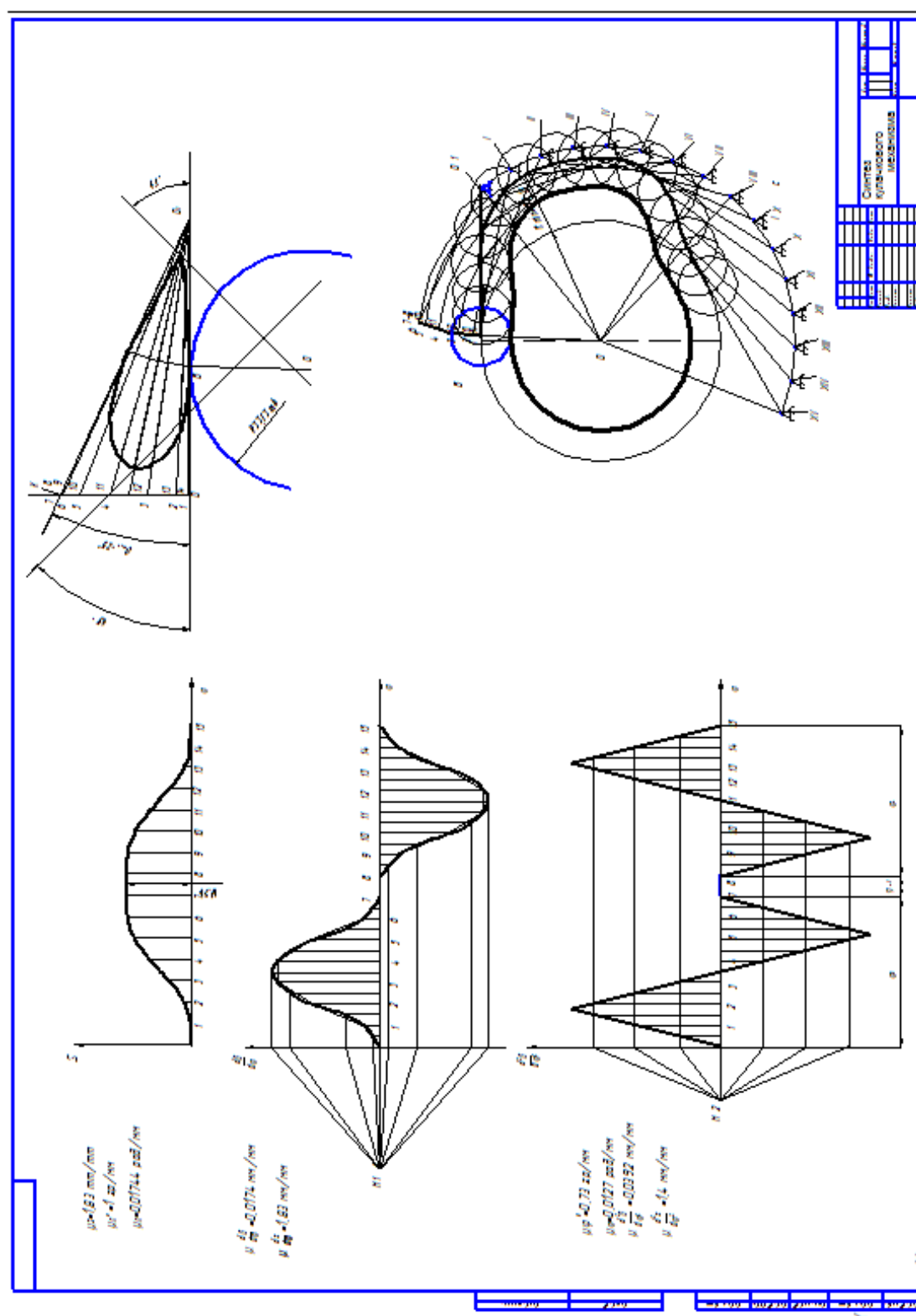
Вычисляется чертёжное значение длины коромысла $\bar{l}_k = \frac{l_k}{\mu_S} = \frac{105}{1,513} = 69,39 \text{ mm}$, этим отрезком проводится дуга O_1B , затем с точки O_1 проводится угол $\beta = 25^\circ$ и этим градусом ограничивается дуга. Для определения на отрезке дуги значений ординат с графика $\beta = \beta(\varphi)$ проводится произвольный отрезок $O_1D = 130 \text{ mm}$ и с конечной точки проводится перпендикуляр до пересечения с линией, проведённой под углом 25° (рис.1.8). Пересечение двух линий отмечается точкой K . На перпендикуляре отложим отрезки DK_1, DK_2, DK_3 и т.д., соответствующие тангенсам углов качания коромысла $\text{tg}\beta_i$ и определяемые по диаграмме $\beta = \beta(\varphi)$

$$DK_i = O_1D \cdot \operatorname{tg} \beta_i; \quad \beta_i = \bar{\beta}_i \cdot \mu_\beta$$

Соединив полученные точки с точкой O_1 , на пересечении с дугой получим истинные точки ординат с графика $\beta = \beta(\varphi)$. С полученных точек отложены значения ординат с диаграммы $\frac{d\beta}{d\varphi} = \frac{d\beta}{d\varphi}(\varphi)$.

Соединив полученные точки плавной кривой, получится номограмм $\beta = \beta\left(\frac{d\beta}{d\varphi}\right)$. С левой и правой сторон кривой проводятся касательные

под углом $\gamma_{\min} = 90^\circ - \alpha_{\max} = 90^\circ - 45^\circ = 45^\circ$, отмечается точка пересечения и на 3-4 мм ниже этой точки отмечается ось минимального радиуса кулачка. Значение этого радиуса на чертеже равно $\bar{r}_{\min} = 56,22 \text{ mm}$. Значение радиуса ролика на наконечнике коромысла равно $\bar{\rho} = 0,25\bar{r}_{\min} = 0,25 \cdot 56,22 = 14 \text{ mm}$.



За-
да-
ние 1

Рис.1.8. 3 лист курсового проекта

ДВУХСТУПЕНЧАТЫЙ ДВУХЦИЛИНДРОВЫЙ ПОРШНЕВОЙ КОМПРЕССОР

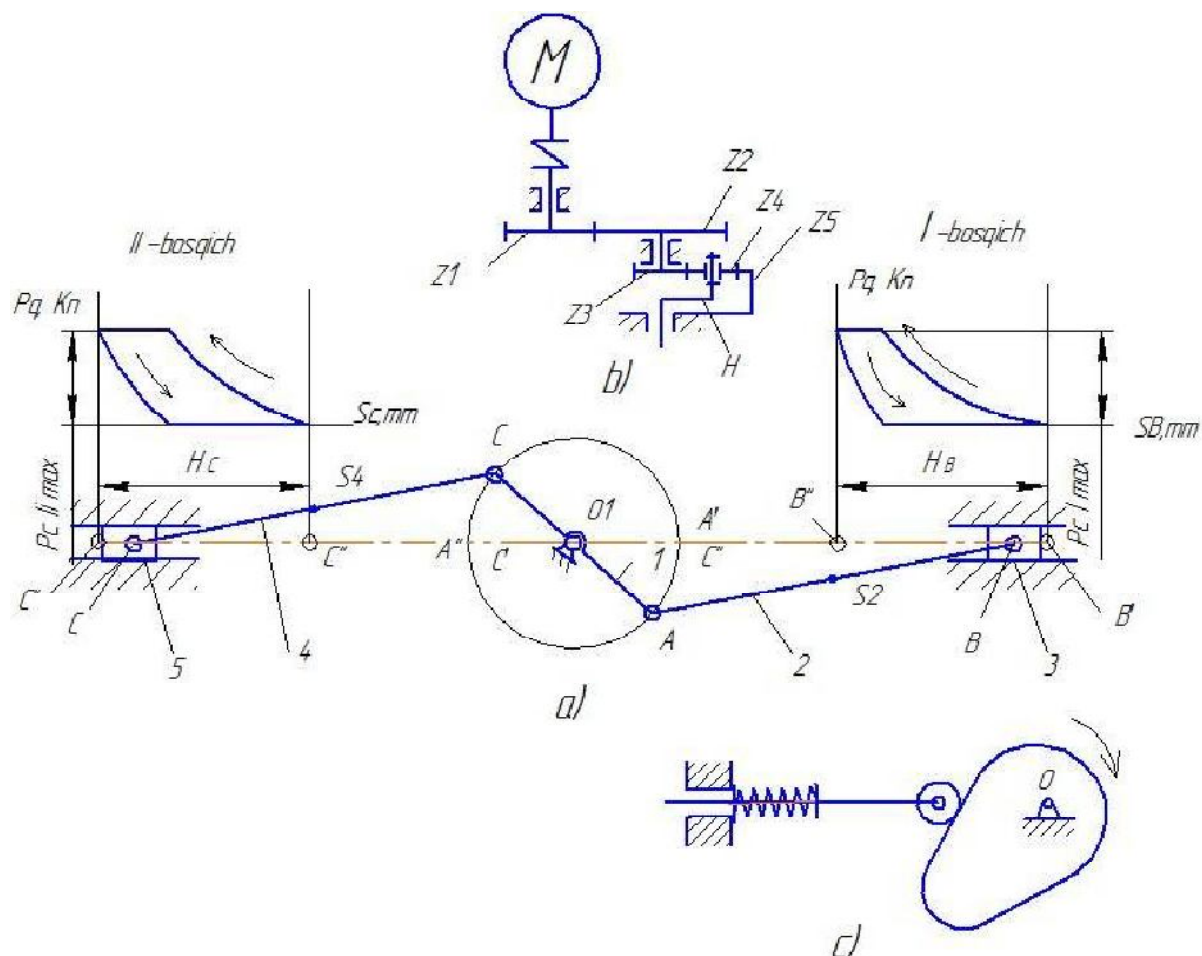


Рис.1 Кинематическая схема двухступенчатого двухцилиндрового поршневого компрессора
 а) кривошипно-шатунный механизм; б) зубчатый механизм;
 в) кулачковый механизм

Двухступенчатый двухцилиндровый компрессор (рис. 1) предназначен для обеспечения пневматических инструментов и оборудования сжатым воздухом с избыточным давлением. Основной ме-

ханизм компрессора (рис.1,а) - кривошипно-ползунный. Механизм состоит из коленчатого вала (I), кривошипы которого размещены под углом 180^0 , двух шатунов (2), (4) и двух поршней (3), (5). Компрессор приводится в действие электродвигателем М через упругую муфту, пары цилиндрических зубчатых колес Z_1 , Z_2 и планетарный редуктор (рис.1,б). Для обеспечения равномерного движения на валу кривошипа установлен маховик.

В цилиндр I ступени (низкого давления) поступает из атмосферы воздух и после сжатия до $P_{I\max}$ нагнетается в цилиндр II ступени (высокого давления). В цилиндре II ступени воздух сжимается от $P_{II\min} = P_{I\max}$ до $P_{II\max}$ и подаётся в соответствующую емкость или потребителю, изменение давления в цилиндре представлено индикаторной диаграммой (рис.1,а).

Смазке подвижных соединений компрессора осуществляется под давлением от масляного насоса кулачкового типа, рис.1,с.

Примечания:

а)исходные данные для проектирования и исследования механизмов компрессора приведены в табл.1.1 и 1.2;

б) законы изменения аналога ускорений толкателя в зависимости от варианта задания приведены в приложении 4 (стр.101);

в) угол давления принять равным $\alpha = 30^0 \div 40^0$ (задаётся преподавателем)

г)индикаторные диаграммы построены по данным, приведенным в таблице П1 приложения 1 (стр.98).

Таблица 1.2 1.1

Вариант	Вариант	$N_{дв}$ об/ мин.	n_1 , об/ мин.	L_{AD} = L_{OD} , м	L_{AB} = L_{DE} , м.	m_2 = m_4 , кг.	m_3 = m_5 , кг	J_{S2} = J_{S4} , кг·м ²	$P_{i, max}$ кН	$P_{i, max}$ кН	φ_i°	m_{max} мм	z_1	z_2	m , мм	h , мм	$\varphi_y^\circ =$ φ_b°	φ_b°	$\frac{d^2 s}{d\varphi^2}$
16	1	1465	150	0,20	0,9	40	200	2,7	50	38	30	4,5	19	32	9	30	100	20	1
17	2	1460	170	0,16	0,65	35	180	2,5	49	36	60	4,5	20	33	8	35	105	35	2
18	3	1420	160	0,18	0,8	38	190	2,4	48	34	90	4,5	21	34	7	40	90	30	3
19	4	1425	165	0,17	0,7	36	180	2,0	47	32	120	4	22	35	6	32	75	25	4
20	5	1435	175	0,15	0,6	33	160	2,0	46	30	150	4	23	30	6	37	80	20	5
21	6	1460	190	0,13	0,52	30	150	1,9	45	28	180	4	24	32	8	42	90	30	6
22	7	1445	185	0,13	0,54	31	155	1,7	44	26	210	5	25	36	7	34	100	25	2
23	8	1500	195	0,12	0,48	26	120	1,6	43	24	240	5	26	32	7	39	75	25	3
24	9	1465	210	0,11	0,45	25	100	1,5	41	22	270	5	20	31	8	45	80	20	4
25	10	1460	200	0,12	0,49	27	135	1,4	42	20	300	3,5	22	38	5	28	100	20	6
26	11	1500	200	0,12	0,50	29	150	1,2	40	35	330	3,5	24	36	5	33	80	20	1
27	12	1420	180	0,14	0,55	32	160	1,1	39	37	30	3,5	18	25	9	38	90	30	2
28	13	1465	155	0,19	0,75	37	190	1,0	37	33	90	5	17	28	9	42	105	35	3
29	14	1460	145	0,21	0,85	39	195	0,9	35	31	150	4	19	31	6	36	100	25	4
30	15	1465	195	0,12	0,49	28	145	0,8	38	29	210	4,5	20	28	5	31	75	25	5

Задание 2

ГЕНЕРАТОР ГЛУБОКОГО ХОЛОДА

Генератор глубокого холода или детандер - это машина для охлаждения газа путем его расширения с использованием полученной при этом работы. Основным механизмом является кривошипно-ползунный, состоящий из коленчатого вала (1), шатуна (2) и поршня (3)(рис.3,а). Рабочее тело - воздух, сжатый до давления $P_{\max}$ - поступает в цилиндр детандера через впускной клапан.

При движении поршня вниз сжатый воздух расширяется, производя работу. Рабочий цикл совершается за один оборот кривошипа. Изменение давления в цилиндре детандера в зависимости от положения поршня представлено индикаторной диаграммой, (рис.2,б).

Рабочее тело - воздух удаляется из цилиндра после расширения через выпускной клапан. Клапаны открываются принудительно посредством штоков-толкателей кулачковых механизмов (рис.2,с). Кулачки посажены на коленчатый вал детандера.

Движение всех механизмов осуществляется от электродвигателя М через планетарный редуктор и зубчатую передачу (рис2).

Примечания:

а) исходные данные для проектирования и исследования механизмов генератора глубокого холода приведены в табл.2.1 и 2.2;

б) законы изменения аналога ускорения толкателя в зависимости от варианта задания приведены в приложении 4 (стр.101);

в) при проектировании кулачкового механизма для всех вариантов задания принять угол дальнего выстоя равным $\varphi_{\text{дв}} = 0^0$;

г) модули зубчатых колес планетарного редуктора для всех вариантов задания принять равными 4 мм.;

д) индикаторную диаграмму построить по данным, приведенным в таблице П 1 приложения 1 (стр.98).

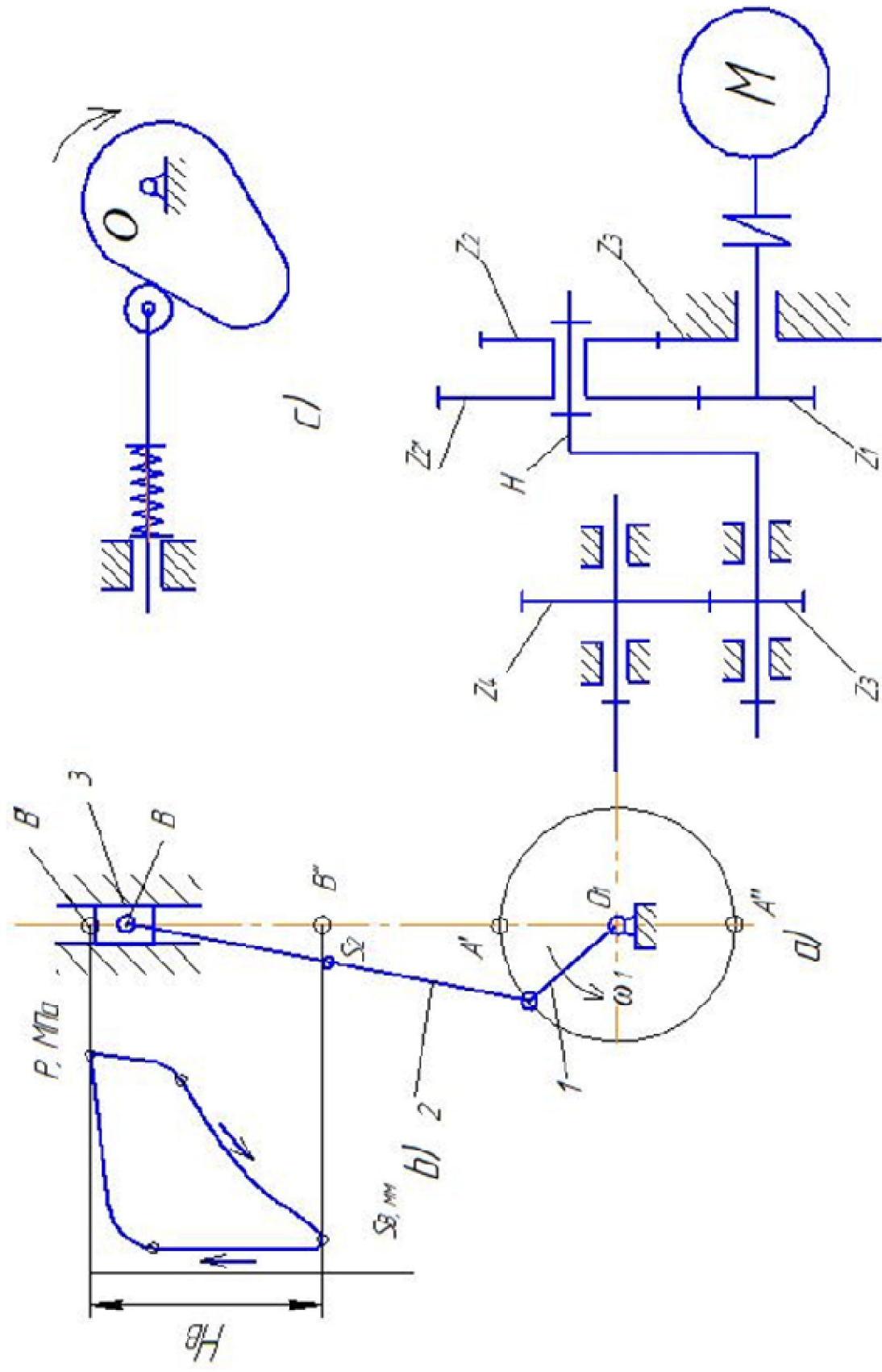


Рис.2. Кинематическая схема генератора глубокого холода

а) кривошипно-шатунный механизм; б) зубчатый механизм;

с) кулачковый механизм

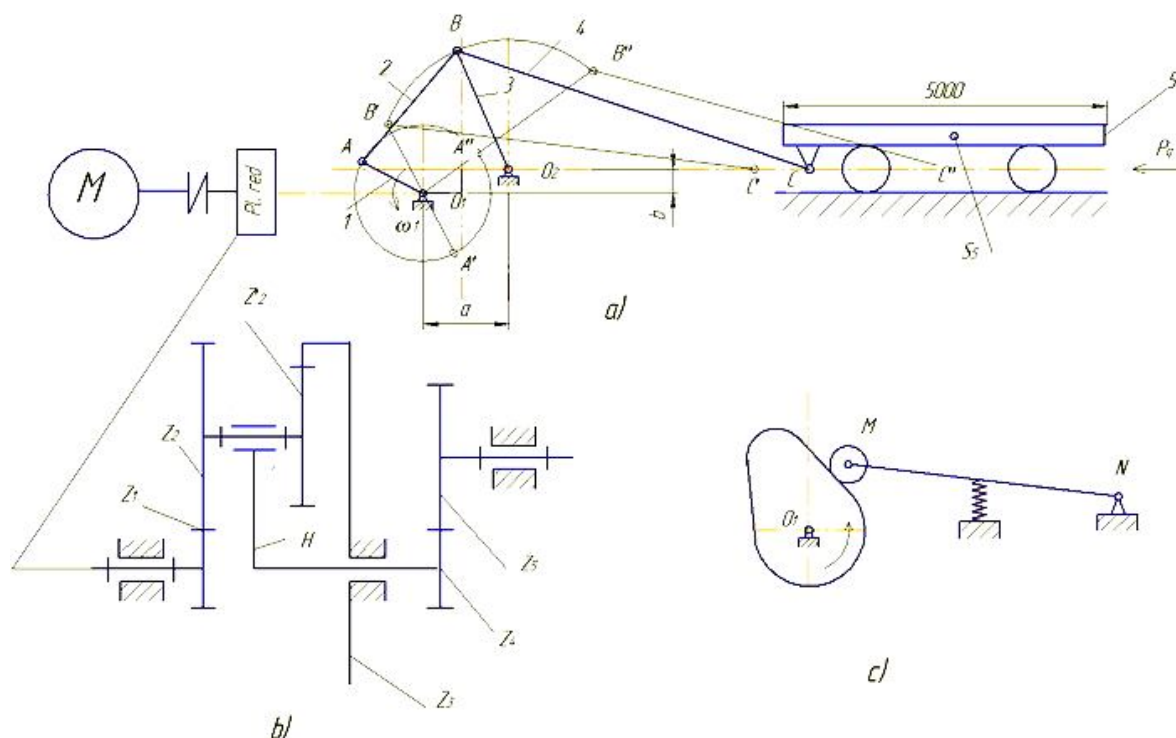
Таблица 2.1

ва ри ант	N _{эв} об/ мин	n ₁ , об/ мин	L _{оА} , м	L _{АВ} , м.	m ₂ , кг	m ₃ , кг	J _{с2} , кг·м ²	d, м	P, МПа	z ₄	z ₅	m, мм	h, мм	φ_y^0	φ_b^0	$\frac{d^2s}{d\varphi^2}$
1	2800	155	0,075	0,30	30	45	0,26	0,080	1,2	17	28	4	8	60	30	1

Таблица 2.2

ва ри ант	N _{эв} об/ мин	n ₁ , об/ мин	L _{оА} , м	L _{АВ} , м.	m ₂ , кг	m ₃ , кг	J _{с2} , кг·м ²	d, м	P, МПа	z ₄	z ₅	m, мм	h, мм	φ_y^0	φ_b^0	$\frac{d^2s}{d\varphi^2}$
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

Задание 3
КАЧАЮЩИЙСЯ КОНВЕЙЕР



Качающийся конвейер, кинематическая схема которого изображена на рис.3, предназначена для перемещения материала (сыпучего и штучного) в горизонтальном направлении.

Рис.3. Кинематическая схема качающегося конвейера
 а) шестизвенный механизм; б) зубчатый механизм;
 с) кулачковый механизм

Конвейер имеет два исполнительных механизма, основной механизм транспортировки материала и механизм подачи материала на конвейер. Подача материала из бункера на желоб (5) осуществляется при помощи кулачкового механизма подачи. Кулачок получает движение от вала кривошипа (1) через цепную передачу с передаточным отношением равным единице. Механизм транспортировки материала имеет желоб (5), совершающий возвратно-поступательное движение. Движение желобу (5) передается от электродвигателя M через планетарный редуктор, зубчатую передачу Z_4 , Z_5 и шестизвенный механизм, включающий в себя два кривошипа (1), (3) и два шатуна (2), (4) и ползун-желоб (5), (рис.3). Ведомый кривошип (3) вращается неравномерно и с помощью шатуна (4) сообщает желобу (5) возвратно-поступательное движение с несимметричным законом изменения ускорения. Желоб при своем

движении увлекает за счет сил трения насыпанный на него материал, сообщая ему скорость.

Примечания:

а) исходные данные для проектирования и исследования механизмов качающегося конвейера приведены в табл.3.1 и 3.2;

б) массы звеньев 2, 3, 4 рассчитать по формуле $m_i = ql_i$, где $q = 10 - 14$ - вес погонного метра в кг/м, l_i – длина звена в м.;

в) законы изменения аналога ускорения толкателя в зависимости от варианта задания приведены в приложении 4 (стр.101);

г) угол давления принять равным $\alpha = 40^\circ \div 50^\circ$ (задаётся преподавателем)

д) модули зубчатых колес планетарного редуктора для всех вариантов принять равными 3 мм.;

е) моменты инерции звеньев 2, 3, 4 подсчитать по формуле $J_{si} = \frac{m_i l_i^2}{12}$,

где m - масса звена в кг, l_i - длина звена в м.;

ж) частоту вращения вала двигателя принять равной $n = 1460$ об/мин.;

з) масса материала на конвейере равна $m_5 = 700 - 850$ кг.

Таблица 3.1

ва ри ант	$N_{об/мин}$	L_{01A} м	L_{AB} м.	L_{03B} м	L_{BC} м.	L_{C35}	a , м	b , м	m_s , кг	P_c , кН	z_4	z_5	m , мм	β^0	L_{AN} , м	φ_y^0	φ_θ^0	$\frac{d^2\beta}{d\varphi^2}$
1	60	0,18	0,28	0,35	1,2	0,35	0,10	0,050	150	5,0	18	2,3	10	12	0,62	105	35	1
2	70	0,20	0,30	0,38	1,3	0,28	0,11	0,055	200	5,2	20	25	10	13	0,64	125	25	2
3	80	0,25	0,38	0,34	1,8	0,45	0,13	0,058	300	5,4	22	30	8	14	0,66	100	20	3
4	50	0,16	0,36	0,25	1,1	0,35	0,10	0,060	220	5,6	20	32	8	15	0,68	90	30	4
5	90	0,28	0,43	0,38	1,7	0,64	0,14	0,065	350	5,8	17	28	6	16	0,70	120	30	5
6	65	0,22	0,37	0,31	1,8	0,47	0,12	0,060	250	6,0	24	33	6	17	0,72	130	20	6
7	95	0,33	0,48	0,44	2,0	0,38	0,17	0,070	300	4,0	19	34	10	18	0,74	100	25	2
8	85	0,27	0,46	0,36	2,1	0,52	0,16	0,073	200	4,2	18	28	8	19	0,75	110	0	3
9	90	0,29	0,41	0,38	1,9	0,43	0,18	0,075	250	4,4	19	26	8	20	0,73	125	0	4
10	100	0,35	0,48	0,43	2,2	0,29	0,19	0,069	150	4,6	20	29	6	18	0,63	90	0	6
11	85	0,26	0,38	0,35	1,9	0,35	0,16	0,062	200	5,8	22	34	6	16	0,65	120	30	1
12	70	0,19	0,31	0,28	1,5	0,38	0,12	0,052	250	6,0	21	28	8	114	0,70	90	0	2
13	80	0,24	0,38	0,33	1,8	0,44	0,16	0,059	220	6,2	25	34	6	12	0,75	105	0	3
14	95	0,29	0,44	0,39	2,0	0,25	0,17	0,070	300	5,4	20	31	10	15	0,73	130	30	4
15	75	0,34	0,49	0,41	2,3	0,28	0,19	0,075	200	5,02	26	35	10	17	0,68	110	20	5

Таблица 3.2

ва рн ант	N _п об/ мин	L _{01A} м	L _{AB} м.	L _{03B} м	L _{BC} м.	L _{CSS}	a, м	b, м	m ₅ , кг	P _с , кН	z ₄	z ₅	m, мм	β^0	L _{AN} , м	$\varphi_y^0=$	φ_δ^0	$\frac{d^2\beta}{d\varphi^2}$
16	65	0,33	0,46	0,44	1,9	0,52	0,16	0,069	350	4,2	18	28	10	16	0,65	120	0	4
17	85	0,26	0,48	0,31	1,8	0,35	0,13	0,065	300	5,4	21	34	6	14	0,68	130	20	6
18	90	0,24	0,38	0,38	1,9	0,38	0,12	0,058	220	5,02	18	28	8	18	0,68	100	30	1
19	60	0,33	0,3	0,43	2,1	0,45	0,16	0,07	250	5,6	20	32	8	13	0,75	90	30	4
20	100	0,18	0,41	0,43	2,0	0,38	0,17	0,058	150	5,2	19	25	10	13	0,7	125	0	4
21	85	0,22	0,38	0,35	1,9	0,25	0,19	0,073	250	4,4	18	34	8	18	0,73	125	0	1
22	50	0,29	0,3	0,31	1,5	0,44	0,12	0,062	200	5,8	18	33	6	19	0,73	100	25	3
23	80	0,2	0,3	0,41	2,1	0,35	0,19	0,06	350	5,8	24	33	6	17	0,72	120	30	5
24	65	0,35	0,38	0,36	1,1	0,28	0,13	0,055	220	4,2	21	25	8	14	0,68	90	0	2
25	70	0,24	0,38	0,25	1,9	0,29	0,13	0,055	250	6,0	20	30	8	13	0,72	130	20	5
26	100	0,19	0,41	0,35	2,2	0,47	0,1	0,069	200	6,2	19	29	10	15	0,65	110	20	6
27	75	0,19	0,37	0,34	1,7	0,29	0,13	0,062	300	6,0	24	34	8	18	0,75	120	0	4
28	70	0,22	0,38	0,34	1,3	0,28	0,11	0,070	350	5,8	24	28	10	15	0,62	105	20	1
29	70	0,29	0,41	0,31	2,2	0,43	0,14	0,073	220	4,0	17	34	10	15	0,73	105	0	2
30	85	0,16	0,3	0,36	1,9	0,44	0,17	0,059	300	4,6	18	28	8	19	0,74	125	25	1

Задание 4

ЩЁКОВАЯ ДРОБИЛКА

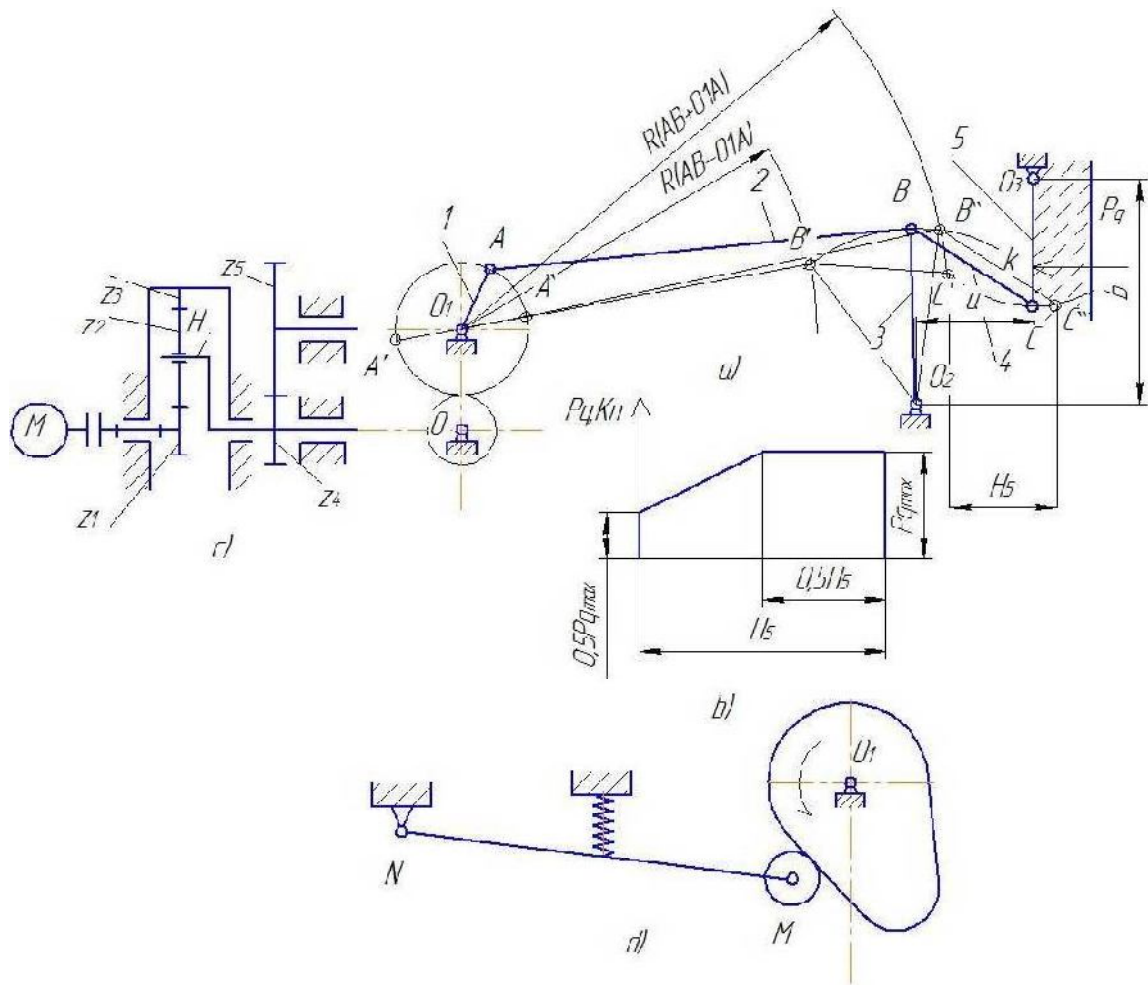


Рис.4. Кинематическая схема щёковой дробилки

- а) шестизвенный механизм; б) график изменения сил сопротивления; в) зубчатый механизм; г) кулачковый механизм

Щёковая дробилка с простым качанием щеки предназначена для получения твердых элементов определенных размеров. Кинематическая схема механизмов дробилки представлена на рис. 4,а. Куски материала из дозирующего устройства попадает между двумя дробящими плитами. Движение плиты (5) осуществляется шестизвенным механизмом, который состоит из кривошипа (1), шатунов (2), (4), коромысла 3 (рис. 4,а). Дробящие плиты имеют продольные рифления, причем выступы одной плиты расположены против впадин другой. Благодаря такому расположению рифления

происходит измельчение материала. Движение от электродвигателя М передается на кривошип (1) через планетарный редуктор в зубчатую передачу Z_4, Z_5 (рис.4,с).

В период рабочего хода подвижная плита (5) приближается к неподвижной плите, уменьшая щель до минимума, при холостом ходе происходит удаление измельченного материала. Характер изменения силы P_c , действующей на плиту (5), в зависимости от перемещения точки К (в точке К приложена сила P_c) представлен на рис.4,б. ($P_c = 150 + 300kH$). Согласование между периодами засыпки материала и холостым ходом механизма осуществляется кулачковым механизмом (рис.4,д).

Примечания:

а) исходные данные для проектирования и исследования механизмов щёковой дробилки приведены в табл.4.1 и 4.2;

б) массы звеньев рассчитать по формуле $m_i = ql_i$, где $q = 160 - 200$ - вес погонного метра в кг/м, l_i - длина звена в м.;

в) законы изменения аналога ускорения толкателя в зависимости от варианта задания приведены в приложении 4 (стр.101);

г) угол давления принять равным $\alpha = 40^\circ \div 50^\circ$ (задаётся преподавателем)

д) моменты инерции звеньев 2, 3, 4 подсчитать по формуле

$$J_{si} = \frac{m_i l_i^2}{12}, \text{ где } m - \text{масса звена в кг, } l_i - \text{длина звена в м.};$$

$$l_{ок} = 1/3 l_{о3с};$$

е) модули зубчатых колес планетарного редуктора принять равным $m = 4$ мм.

Таблица 4.1

ва ри ант	$N_{\text{эк}}$ об/ мин	N_1	L_{01A} м	L_{AB} м	L_{03B} м	L_{BC} м	L_{CS5} м	а, м	в, м	z_4	z_5	м, мм	β^0	L_{NM} м	φ_y^0	φ_∂^0	φ_Σ^0	$\frac{d^2\beta}{d\varphi^2}$
1	730	85	0,10	0,46	0,40	0,09	0,56	0,06	0,80	17	28	5	25	0,12	75	15	60	1
2	750	90	0,11	1,10	0,44	0,09	0,58	0,06	0,80	18	32	5	27	0,14	80	20	60	2
3	750	95	0,12	0,60	0,48	0,10	0,67	0,08	0,96	19	21	4	30	0,16	70	20	50	3
4	725	80	0,13	0,65	0,52	0,11	0,72	0,08	1,04	20	24	5	32	0,18	90	30	60	4
5	750	90	0,15	1,50	0,60	0,13	0,84	0,10	1,20	21	30	6	34	0,20	75	25	50	5
6	960	100	0,16	1,30	0,64	0,14	0,89	0,10	1,28	18	26	4	36	0,19	85	15	55	6
7	960	105	0,19	1,90	0,76	0,17	1,06	0,12	1,52	22	28	4	38	0,17	75	15	60	5
8	975	110	0,13	0,86	0,52	0,11	0,72	0,08	1,04	19	32	5	40	0,15	80	20	60	4
9	1000	115	0,12	0,60	0,48	0,10	0,67	0,08	0,96	17	35	6	37	0,13	90	30	60	3
10	960	120	0,15	1,50	0,60	0,13	0,84	0,10	1,20	25	31	6	35	0,14	75	25	50	2
11	975	100	0,11	1,55	0,44	0,10	0,61	0,07	0,88	18	25	6	33	0,15	80	20	60	1
12	960	105	0,18	1,08	0,72	0,16	1,00	0,12	1,44	22	32	5	31	0,16	70	20	50	6
13	920	120	0,19	1,90	0,76	0,17	1,06	0,12	1,52	23	26	5	29	0,17	85	15	55	5
14	725	95	0,19	2,09	0,76	0,17	1,06	0,12	1,52	24	30	6	26	0,19	75	15	60	4
15	725	80	0,16	1,28	0,64	0,14	0,89	0,10	1,28	26	32	6	28	0,20	75	25	55	3

ва ри ант	$N_{\text{эк}}$ об/ мин
16	1000
17	725
18	960
19	730
20	960
21	975
22	750
23	920
24	960
25	920
26	1000

27	730	90	0,1	1,10	0,40	0,09	0,56	0,06	0,80	18	28	5	25	0,14	75	20	60	2
28	750	80	0,15	0,65	0,6	0,11	0,84	0,08	1,2	20	30	5	34	0,18	75	30	50	4
29	960	115	0,15	0,6	0,6	0,1	0,84	0,07	1,04	22	32	4	40	0,19	85	15	60	6
30	960	120	0,18	1,9	0,72	0,17	1	0,12	1,44	23	32	5	31	0,17	70	15	50	4

Задание 5
ВЫТЯЖНОЙ ПРЕСС

Вытяжной пресс предназначен для вытяжки, вырубки, гибки, штамповки и др. В механизме вытяжного пресса используется шестизвенный механизм, состоящий из кривошипа (1), шатунов (2), (4), коромысла (3) и ползуна (5) (рис.5,а).

Движение от электродвигателя М через планетарный редуктор и зубчатую передачу передается кривошипу (1) и далее ползуну (5), производящему вытяжку деталей в матрице (рис.5,а). Характер изменения сил вытяжки P_c представлен на рис.5,б.

Кулачковый механизм служит для подачи заготовок в зону обработки (рис.5,д).

Примечания:

а)исходные данные для проектирования и исследования механизма вытяжного пресса приведены в таблицах 5.1 и 5.2;

б) длину звена 4 рассчитать $l_{DE}=1/4_{CD}$;

в) массы звеньев 2, 3 рассчитать по формуле $m_i = ql_i$, где $q = 20$ кг/м - вес погонного метра, l_i - длина звена в м.;

г)моменты инерции звеньев 2, 3 определить по формуле $J_{si} = \frac{m_i l_i^2}{12}$, где m_i - масса звена в кг, l_i - длина звена в м.;

д) максимальную силу вытяжки принять для всех вариантов задания равной $P_c = 30 - 40$ кН;

е) модули зубчатых колес планетарного редуктора принять равными 5 мм.;

ж) законы изменения аналога ускорения толкателя в зависимости от варианта задания приведены в приложении 4 (стр.101).

з)угол давления принять равным $\alpha = 40^0 \div 50^0$ (задаётся преподавателем)



Рис.5. Кинематическая схема вытяжного пресса

а) шестизвенный механизм; б) график изменения сил сопротивления; в) зубчатый механизм; г) кулачковый механизм

Таблица 5.2

Вариант	N _э об/ мин	N ₁ об/ мин	L _{оА} м	L _{АВ} м	L _{BC} м	L _{CD} м	a, м	b, м	c, м	m ₅ , кг	Z ₄	Z ₅	m, мм	β^0	L _{АВ} , м	$\varphi_y^0=$	φ_∂^0	$\frac{d^2\beta}{d\varphi^2}$
16	2810	70	0,08	0,23	0,30	0,34	0,14	0,39	0,41	30	17	20	6	25	0,16	55	10	2
17	2900	45	0,09	0,32	0,24	0,33	0,15	0,44	0,41	38	17	22	5	22	0,15	66	15	3
18	2850	85	0,08	0,23	0,25	0,35	0,12	0,42	0,45	50	21	25	8	18	0,19	60	11	4
19	2940	45	0,07	0,26	0,29	0,39	0,13	0,39	0,37	38	26	22	6	20	0,14	65	10	6
20	2810	45	0,08	0,23	0,24	0,44	0,11	0,20	0,41	35	21	27	6	24	0,18	66	15	3
21	2940	50	0,09	0,29	0,28	0,34	0,15	0,20	0,45	42	24	26	5	20	0,18	60	11	6
22	2810	45	0,10	0,40	0,24	0,44	0,11	0,32	0,39	38	20	22	8	19	0,16	66	12	4
23	2850	85	0,07	0,23	0,23	0,33	0,12	0,42	0,45	35	26	30	8	20	0,14	55	10	2
24	2940	80	0,08	0,36	0,30	0,47	0,11	0,44	0,33	35	22	28	6	25	0,19	60	11	3
25	2900	75	0,07	0,24	0,27	0,44	0,11	0,32	0,45	42	20	27	5	22	0,18	66	10	4
26	2940	45	0,09	0,40	0,26	0,42	0,13	0,27	0,41	35	22	20	8	25	0,17	55	12	2
27	2810	75	0,11	0,36	0,30	0,42	0,17	0,20	0,45	35	26	28	5	22	0,19	66	15	3
28	2940	75	0,07	0,23	0,23	0,29	0,11	0,25	0,31	30	20	28	8	19	0,17	55	10	2
29	2850	55	0,09	0,26	0,28	0,34	0,14	0,23	0,37	35	22	30	8	25	0,16	60	12	3
30	2900	40	0,10	0,40	0,27	0,39	0,14	0,39	0,35	35	20	28	6	20	0,14	65	11	4

Задание 6

КРИВОШИПНО - ПОЛЗУННЫЙ ПРЕСС

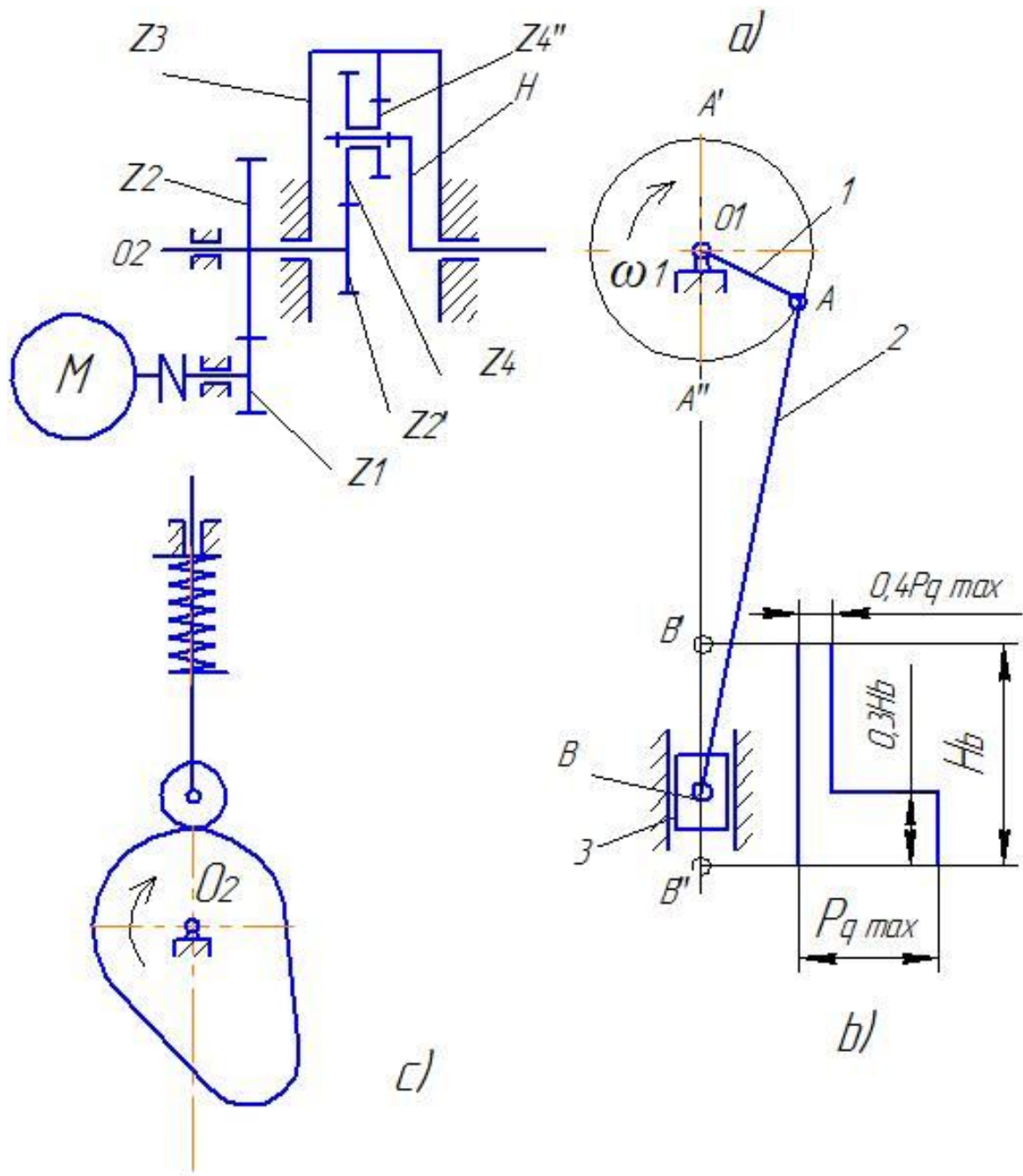


Рис.6. Кинематическая схема кривошипно-ползунного пресса

а) кривошипно-шатунный механизм; б) график изменения силы сопротивления; с) кулачковый механизм; d) зубчатый механизм

Вертикальный кривошипно-ползунный пресс (рис.6,а) предназначен для холодной штамповки (вырубки, гибки, вытяжки и др.).

Движение от электродвигателя М через зубчатую пару Z_1, Z_2 и планетарный редуктор (рис.6) передается к кривошипу (1) и через шатун (2) ползуну (3), производящем штамповку деталей в матрице. Характер изменения сил вытяжки Р представлен на рис. 6,б. Смазка механизма осуществляется масляным насосом кулачкового типа (рис.6,с).

Примечания:

а)исходные данные для исследования и проектирования механизма кривошипно-ползунного пресса приведены в таблицах 6.1, 6.2;

б) законы изменения аналога ускорений толкателя в зависимости от варианта задания приведены в приложении 4 (стр.101);

в) модули зубчатых колес планетарного редуктора принять равными 2 мм.;

г)угол дальнего выстоя кулачкового механизма для всех вариантов принять равным нулю ($\phi_{д.в.} = 0^0$).

д) угол давления принять равным $\alpha = 30^0 \div 40^0$ (задаётся преподавателем)

Таблица 6.1

Вз ри ант	N _{из} об/ мин	n ₁ , об/ мин	L _{о1а} , м	L _{аб} м.	m ₂ , кг	m ₃ , кг	J _{из} = кг·м ²	P _{смах} кН	z ₁	z ₂	m, мм	h, мм	φ _γ ⁰ =	$\frac{d^2s}{d\phi^2}$
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

Таблица 6.2

Вз. при ант	$N_{\text{э}}$ об/ мин	n_1 об/ мин	$L_{\text{ОЛВ}}$ м	$L_{\text{АВ}}$ м.	m_2 кг	m_3 кг	$J_{\text{Э}} =$ кг·м ²	$P_{\text{смах}}$ кН	z_1	z_2	m мм	h мм	$\varphi_y^0 =$	$\frac{d^2 s}{d\varphi^2}$
16	930	50	0,120	0,55	35	55	0,67	2,8	18	24	8	30	95	1
17	965	60	0,110	0,48	50	60	1,12	3,0	17	34	7	30	100	4
18	1415	48	0,140	0,55	54	74	1,9	3,8	20	26	8	45	85	5
19	1430	56	0,130	0,52	38	62	1,4	3,1	18	28	7	35	105	3
20	920	52	0,150	0,50	40	60	1,5	4,0	19	31	6	35	85	2
21	975	60	0,180	0,55	35	70	0,69	3,0	20	30	7	30	100	6
22	960	44	0,130	0,52	42	60	1,5	3,5	19	31	8	40	95	2
23	1415	54	0,165	0,42	36	56	0,67	2,8	18	28	6	30	90	1
24	975	46	0,170	0,48	45	62	0,6	3,8	17	22	7	35	110	3
25	1430	44	0,165	0,52	36	80	1,12	4,0	20	31	5	50	90	2
26	920	58	0,145	0,55	55	74	1,9	3,7	17	28	6	40	100	5
27	935	44	0,130	0,48	42	70	1,0	3,0	18	22	5	35	95	2
28	920	54	0,180	0,42	60	62	0,6	4,0	19	31	8	30	85	6
29	975	46	0,160	0,55	55	74	1,9	3,1	20	26	7	40	85	1
30	1415	58	0,140	0,45	36	62	0,6	3,2	17	24	5	45	90	2

Задание 7

ДВУХСТУПЕНЧАТЫЙ ВОЗДУШНЫЙ КОМПРЕССОР

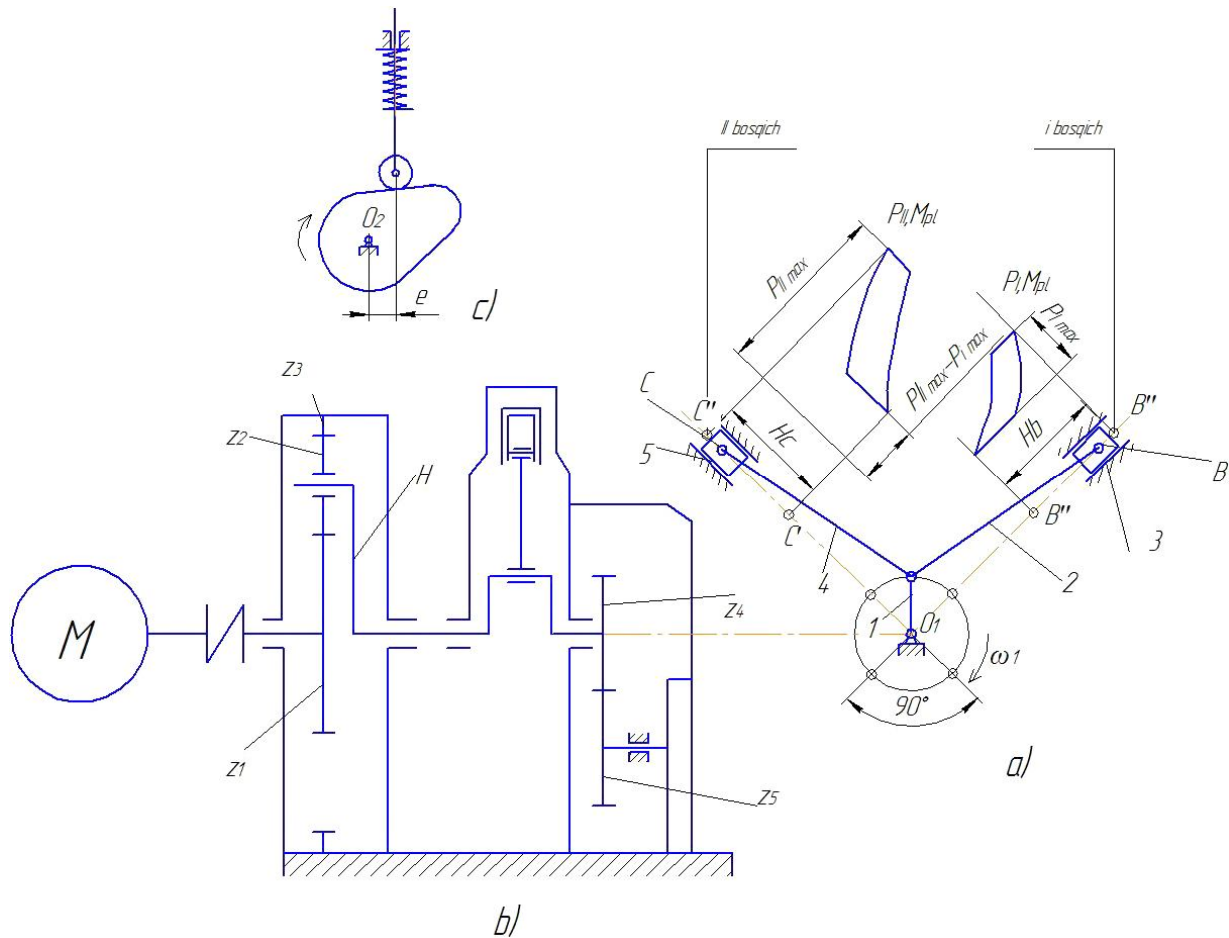


Рис.7. Кинематическая схема двухступенчатого воздушного компрессора

- а) кривошипно-шатунный механизм;
 б) зубчатый механизм; в) кулачковый механизм

V-образный двухцилиндровый поршневой компрессор предназначен для сжатия воздуха и подачи его к пневматическим исполнительным механизмам. Кривошипно-ползунные механизмы (рис.7,а) обоих цилиндров компрессора одинаковые. Диаметры цилиндров I и II ступени различны. Поршни I и II ступени связаны с помощью шатунов (2) и (4) с коленчатым валом 1. Процессы в цилиндрах протекают при различных значениях максимального давления (т.е. $P_{II\max} \neq P_{I\max}$). Кинематический и рабочий процессы, протекающие в цилиндре II ступени, смещены относительно процес-

сов, протекающих в цилиндре I ступени, на 270^0 . Полный цикл работы компрессора соответствует одному обороту коленчатого вала.

Механизмы компрессора приводятся в движение электродвигателем М через планетарный редуктор с колесами Z_1 , Z_2 и Z_3 (рис.7,b). Воздух поступает в цилиндр I ступени из атмосферы, пройдя предварительную очистку в фильтре, установленном на входе всасывающей полости. При движении поршня ступени I вниз происходит всасывание воздуха в цилиндр. При движении поршня первой ступени вверх воздух сжимается до значения $P_{I\max}$ и нагнетается в промежуточный резервуар для охлаждения. После охлаждения этот воздух заправляется во всасывающую полость цилиндра II ступени, где поршнем 5 сжимается до заданного давления $P_{II\max}$.

Изменение значений давления в цилиндрах ступеней I и II по пути движения поршней (3) и (5) характеризуется индикаторными диаграммами (рис.7,a).

Смазка компрессора осуществляется масляным насосом кулачкового типа (рис.7,c), расположенного в картере и приводимого в движение зубчатой передачей Z_4 , Z_5 (рис7,b).

Примечания:

а)исходные данные для исследования и проектирования механизмов двухступенчатого воздушного компрессора приведены в таблицах 7.1 и 7.2;

б) законы изменения аналога ускорения толкателя в зависимости от варианта задания приведены в приложении 4 (стр.101);

в) модули зубчатых колес планетарного редуктора принять равными 4 мм;

г)угол дальнего выстоя кулачкового механизма для всех вариантов принять равным нулю ($\varphi_{д.в.}=0$);

д) угол давления принять равным $\alpha = 30^0 \div 40^0$ (задаётся преподавателем)

е)индикаторные диаграммы строить по данным таблицы П1 приложения 1 (стр. 98).

Таблица 7.1

Вз. ри ант	N _{ДР} об/ мин	N _{П.} об/ мин	L _{ОА} м	L _{АС} =L _{АВ} м.	d _т м	d _ш м	m ₄ =m ₅ кг	m ₃ кг	m ₂ кг	J _Σ =J _{Σ2} кг*м ²	P _П МПа	z ₄	z ₅	m, мм	h, мм	φ _у ⁰	$\frac{d^2 S}{d\varphi^2}$
1	2920	600	0,10	0,40	0,20	0,12	1,4	1,2	0,6	0,018	0,3	17	25	4	16	90	1
2	2920	650	0,11	0,35	0,25	0,15	1,2	1,4	0,8	0,013	0,2	19	27	4	18	80	2
3	2900	550	0,12	0,40	0,30	0,18	1,3	1,5	0,9	0,017	0,25	20	28	5	20	70	3
4	2900	500	0,13	0,40	0,25	0,15	1,3	1,3	0,9	0,017	0,3	22	30	5	19	60	4
5	2940	700	0,10	0,35	0,30	0,18	1,2	1,5	0,9	0,013	0,4	18	26	6	17	75	5
6	2940	750	0,11	0,40	0,25	0,15	1,5	1,4	0,8	0,02	0,2	21	30	6	16	85	1
7	2800	500	0,12	0,36	0,20	0,12	1,3	1,2	0,7	0,015	0,3	20	25	4	18	65	2
8	2800	400	0,13	0,45	0,20	0,13	1,4	1,1	0,6	0,023	0,25	23	29	4	19	90	3
9	2940	600	0,10	0,32	0,25	0,14	1,2	1,3	0,8	0,012	0,3	26	32	5	20	80	4
10	2920	550	0,11	0,42	0,20	0,12	1,5	1,2	0,7	0,22	0,2	24	34	5	17	70	5
11	2920	500	0,12	0,40	0,30	0,18	1,4	1,4	0,8	0,018	0,3	19	25	6	16	60	6
12	2900	700	0,13	0,42	0,30	0,17	1,6	1,5	0,9	0,022	0,3	17	31	6	18	75	2
13	2900	650	0,10	0,38	0,25	0,16	1,3	1,3	0,8	0,016	0,4	23	35	6	20	85	3
14	2800	600	0,11	0,44	0,30	0,18	1,5	1,5	0,9	0,024	0,2	18	33	4	19	65	4
15	2800	500	0,12	0,38	0,20	0,13	1,3	1,2	0,7	0,016	0,3	21	30	4	17	80	6

Таблица 7.2

Ва ри ант	N _{ак} об/ мин	N ₁ об/ мин	L _{OA} м	L _{AC} =L _{AB} м.	d _i м	d _{II} м	m ₄ =m ₁ кг	m ₃ кг	m ₅ кг	J _{S4} =J _{S2} кг*м ²	P _I МПа	P _{II} МПа	z ₄	z ₅	m, мм	h, мм	φ _y ⁰ =	$\frac{d^2S}{d\varphi^2}$
16	2920	550	0,11	0,40	0,25	0,12	1,3	1,3	0,8	0,013	0,3	0,7	18	25	5	17	90	1
17	2900	600	0,12	0,38	0,30	0,17	1,6	1,5	0,7	0,012	0,2	0,7	21	29	4	20	85	2
18	2940	550	0,13	0,42	0,20	0,13	1,2	1,1	0,9	0,023	0,4	0,8	23	25	6	19	90	3
19	2920	700	0,10	0,40	0,25	0,12	1,2	1,2	0,8	0,018	0,2	0,9	19	27	4	16	80	4
20	2800	600	0,12	0,32	0,30	0,14	1,5	1,2	0,8	0,016	0,25	0,8	17	25	5	18	60	5
21	2940	650	0,10	0,42	0,25	0,12	1,4	1,1	0,8	0,024	0,2	0,7	18	25	4	17	85	6
22	2940	600	0,12	0,35	0,20	0,15	1,2	1,3	0,9	0,02	0,2	0,9	18	30	5	17	85	1
23	2900	700	0,12	0,42	0,30	0,17	1,4	1,5	0,8	0,022	0,3	0,9	19	31	6	16	75	2
24	2800	650	0,11	0,38	0,30	0,16	1,5	1,3	0,9	0,016	0,2	0,9	18	35	4	19	85	3
25	2800	400	0,10	0,45	0,25	0,13	1,2	1,1	0,8	0,023	0,3	0,7	26	29	5	20	90	4
26	2900	500	0,10	0,40	0,30	0,15	1,2	1,3	0,9	0,017	0,4	0,8	18	30	6	19	75	5
27	2940	550	0,13	0,40	0,25	0,18	1,3	1,5	0,9	0,013	0,4	0,8	18	30	4	17	60	6
28	2940	500	0,13	0,36	0,20	0,12	1,4	1,2	0,6	0,023	0,3	0,7	20	29	5	18	90	1
29	2920	650	0,13	0,38	0,30	0,16	1,3	1,5	0,8	0,022	0,4	0,9	23	31	6	20	75	2
30	2800	500	0,11	0,44	0,20	0,18	1,5	1,4	0,7	0,024	0,3	0,7	18	33	4	19	65	3

Задание 8

ОДНОУДАРНЫЙ ХОЛОДНОВЫСАДОЧНЫЙ АВТОМАТ

Холодновысадочный автомат предназначен для высадки из прутка заклепок, болтов, шурупов и других подобных изделий.

Высадочный ползун (3) получает возвратно-поступательное движение от кривошипа (1) через шатун (2)(рис.8,a).

Движение всех механизмов осуществляется от электродвигателя М посредством планетарного редуктора Z_1 , Z_2 и Z_3 и зубчатой передачи Z_4 , Z_5 (рис.8,с).

Кулачковый механизм (рис.8,d) служит приводом механизма выталкивателя. Кинематический и рабочий циклы механизмов автомата совершается в течение времени одного оборота вала кривошипа. Диаграмма усилий высадки дана на рис.8,b.

Примечания:

а)исходные данные для исследования и проектирования механизмов одноударного холодновысадочного автомата приведены в таблицах 8.1 и 8.2;

б) законы изменения аналога ускорения толкателя в зависимости от варианта задания приведены в приложении 4 (стр.101);

в) угол давления принять равным $\alpha = 30^0 \div 40^0$ (задаётся преподавателем)

г)модули зубчатых колес планетарного редуктора принять равными 3,5 мм.

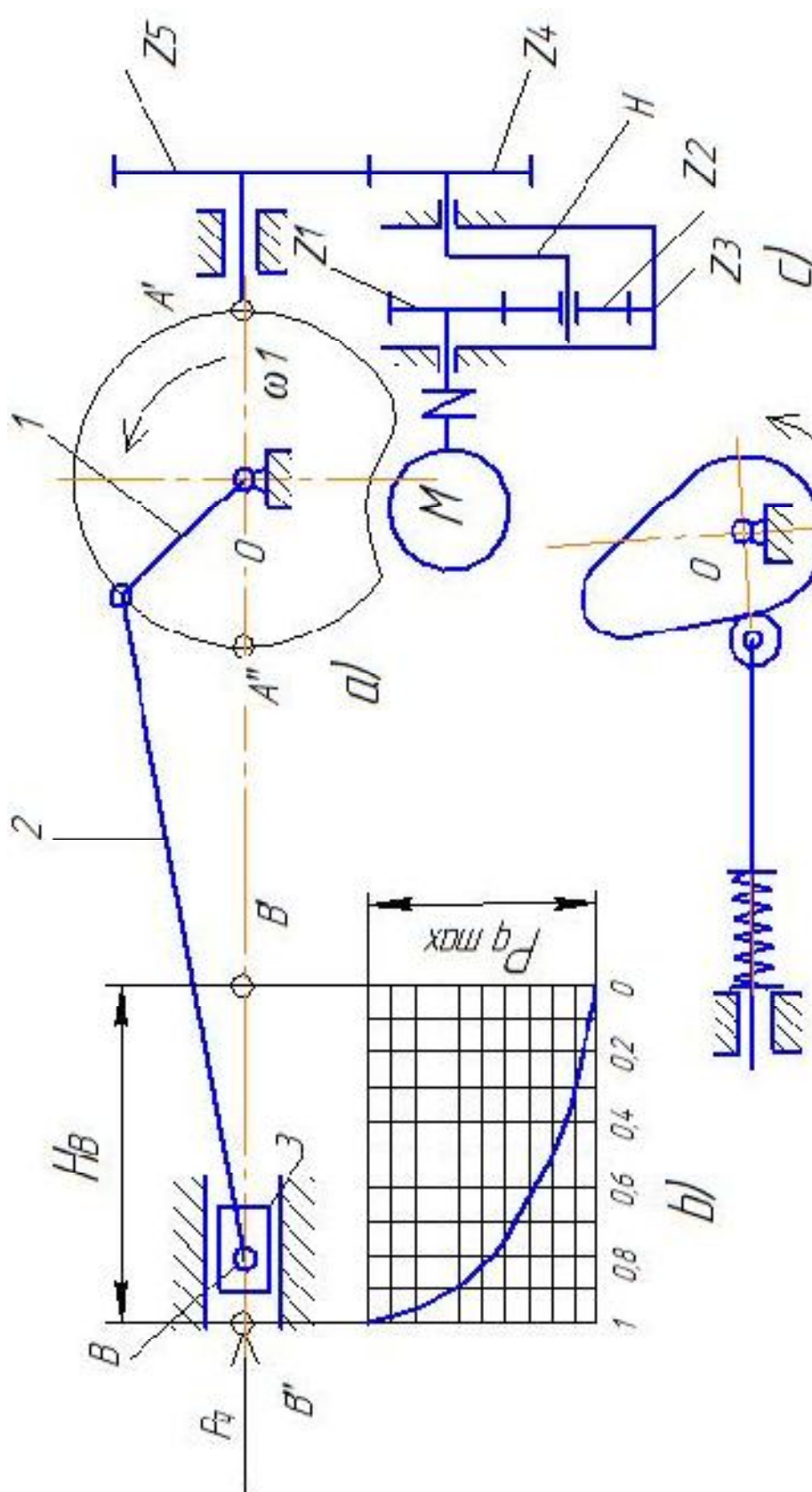


Рис.8. Кинематическая схема одноударного холостовысадочного автомата

а) кривошипно-ползунный механизм; б) диаграмма усилий высадки;

с) зубчатый механизм; д) кулачковый механизм.

Таблица 8.1

Ва ри ант	N _{дв} об/ мин	n ₁ , об/ мин	L _{01A} , м	L _{AB} м.	m ₂ , кг	m ₃ , кг	J _{Σ1} = кг·м ² _{Σ1}	P _{сmax} кН	Z ₄	Z ₅	m, мм	h, мм	φ _y ⁰ =	φ _δ ⁰	$\frac{d^2s}{d\varphi^2}$
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

Таблица 8.2

ва ри ант	N _{дв} об/ мин	n ₁ , об/ мин	L _{01A} , м	L _{AB} , м.	m ₂ , кг	m ₃ , кг	J _{S2} = кг·м ²	P _{сmax} кН	z ₄	z ₅	m, мм	h, мм	$\varphi_y^0=$	φ_δ^0	$\frac{d^2s}{d\varphi^2}$
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

Задание 9

ПРЕСС - АВТОМАТ

Пресс автомат предназначен для заготовления брикетов из различных материалов. Основным механизмом пресса является рычажный шестизвенник(рис.9,а), кривошип которого приводится в движение от электродвигателя М через планетарный редуктор Z_1, Z_2 и Z_3 и зубчатую пару Z_4, Z_5 (рис.9,б).

Прессование производится ползуном (5) (рис.9,а) при его движении вниз (рабочий ход). При движении ползуна вверх (холостой ход) происходит подача материала.

График усилий прессования P_c в зависимости от перемещения ползуна (5) представлен на рис. 9,а.

Подача очередной порции материала в рабочую зону осуществляется кулачково-рычажным механизмом (рис.9,с).

Примечания:

а)исходные данные для исследования и проектирования механизмов пресса-автомата приведены в таблицах 9.1 и 9.2;

б) законы изменения аналога ускорения толкателя в зависимости от варианта задания приведены в приложении 4 (стр.101);

с)угол давления принять равным $\alpha = 30^0 \div 40^0$ (задаётся преподавателем

д) модули зубчатых колес планетарного редуктора принять разными 3,5 мм.

Вариант	N_{max} об/мин	N_1 об/мин	L_{0AM}
1	750	40	0,08
2	920	50	0,05
3	935	60	0,07
4	950	70	0,8
5	955	75	0,07
6	960	80	0,09
7	970	85	0,10
8	975	90	0,08
9	1000	95	0,06
10	1420	100	0,09
11	1425	105	0,08
12	1435	110	0,10
13	1445	115	0,07
14	1460	120	0,06
15	1465	130	0,07

Таблица 9.1

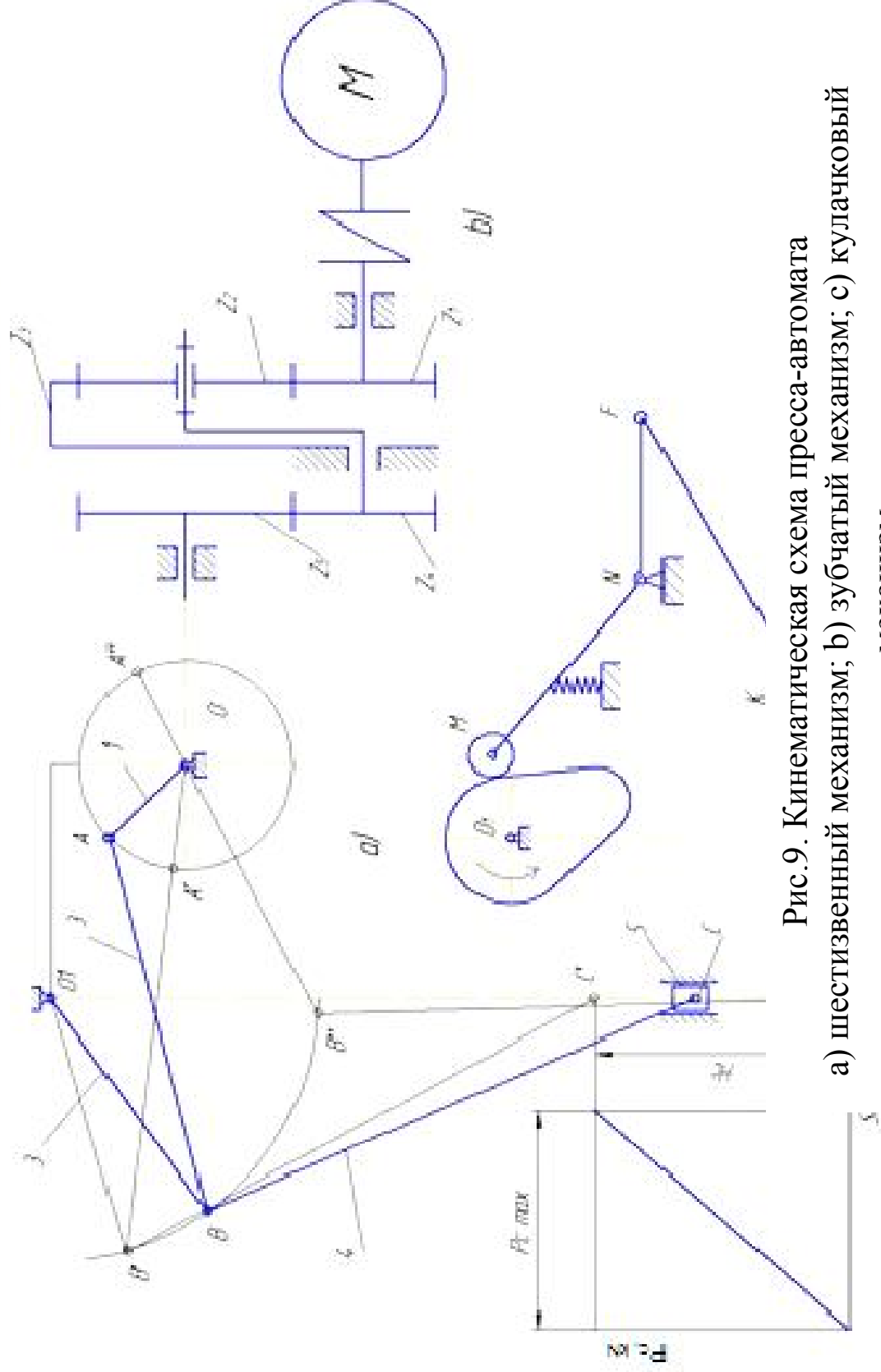


Рис.9. Кинематическая схема пресса-автомата
 а) шестизвенный механизм; б) зубчатый механизм; с) кулачковый механизм

Таблица 9.2

Ва ри ант	$N_{\text{дв}}$ об/ мин	N_1 об/ мин	L_{OA} М	L_{AB} М.	L_{BO3} М	L_{EC} М.	a , М	B , М	$P_{\text{сmax}}$ кН	m_5 , кг	Z_4	Z_5	m , мм	β^0	L_{NM} М	φ_y^0 φ_g^0	φ_∂^0	$\frac{d^2\beta}{d\varphi^2}$
16	975	100	0,10	0,27	0,36	0,52	0,44	0,22	1,3	15	19	30	3	24	0,13	100	0	6
17	970	40	0,05	0,29	0,23	0,40	0,06	0,10	1,1	12	18	19	4	25	0,10	70	30	1
18	955	70	0,07	0,32	0,30	0,43	0,20	0,11	1,2	15	20	25	5	20	0,12	80	15	2
19	970	80	0,10	0,33	0,35	0,50	0,10	0,15	1,3	15	19	28	4	30	0,13	85	20	3
20	1000	90	0,06	0,26	0,32	0,44	0,44	0,16	1,4	13	21	31	5	30	0,13	110	20	4
21	950	75	0,08	0,27	0,28	0,43	0,20	0,14	1,2	13	19	24	3	25	0,10	80	0	5
22	970	90	0,09	0,33	0,38	0,44	0,16	0,20	1,5	16	23	35	4	28	0,13	65	30	6
23	1420	100	0,08	0,30	0,36	0,45	0,18	0,15	1,5	14	23	33	5	24	0,12	90	0	1
24	1425	110	0,07	0,33	0,36	0,44	0,16	0,20	1,5	14	23	34	4	28	0,12	65	0	2
25	1465	130	0,08	0,33	0,20	0,51	0,18	0,09	1,0	15	17	34	3	20	0,14	65	45	3
26	1445	115	0,08	0,31	0,23	0,48	0,17	0,19	1,2	16	20	30	4	24	0,12	80	40	4
27	960	50	0,10	0,32	0,36	0,49	0,15	0,16	1,7	15	20	36	5	25	0,10	80	20	5
28	750	70	0,09	0,32	0,35	0,44	0,17	0,15	1,1	13	17	24	3	20	0,12	85	0	6
29	1435	95	0,08	0,19	0,30	0,44	0,06	0,19	1,7	13	17	33	4	28	0,13	90	30	1
30	955	95	0,10	0,26	0,26	0,43	0,12	0,15	1,6	15	23	30	5	24	0,10	90	35	2

Задание 10

ОДНОСТУПЕНЧАТЫЙ ПОРШНЕВОЙ КОМПРЕССОР

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

Основным механизмом компрессора (рис.10,b.) является кривошипно-ползунный механизм, который приводится в движение электродвигателем М через муфту и планетарный редуктор Z_1, Z_2, Z_2', Z_3 (рис.10,a). Воздух поступает во всасывающую полость цилиндра из атмосферы, пройдя предварительную очистку на входе. При движении поршня (5) 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.10,b).

Смазка компрессора осуществляется масляным насосом кулачкового, приводимым в движение зубчатой передачей Z_4, Z_5 .

Примечания:

а) исходные данные для проектирования в исследования механизмов поршневого компрессора приведены в таблицах 10.1 и 10.2;

б) индикаторные диаграммы $P(S)$ построить по данным, приведенным в таблице П1 приложения 1(стр.98);

в) модуль зубчатых колес планетарного редуктора принять равным модулю зубчатых передачи Z_4, Z_5 ;

г) законы изменения ускорения толкателя в зависимости от варианта задания приведены в приложении 4 (стр.101).

д) угол давления принять равным $\alpha = 30^\circ \div 40^\circ$ (задаётся преподавателем)

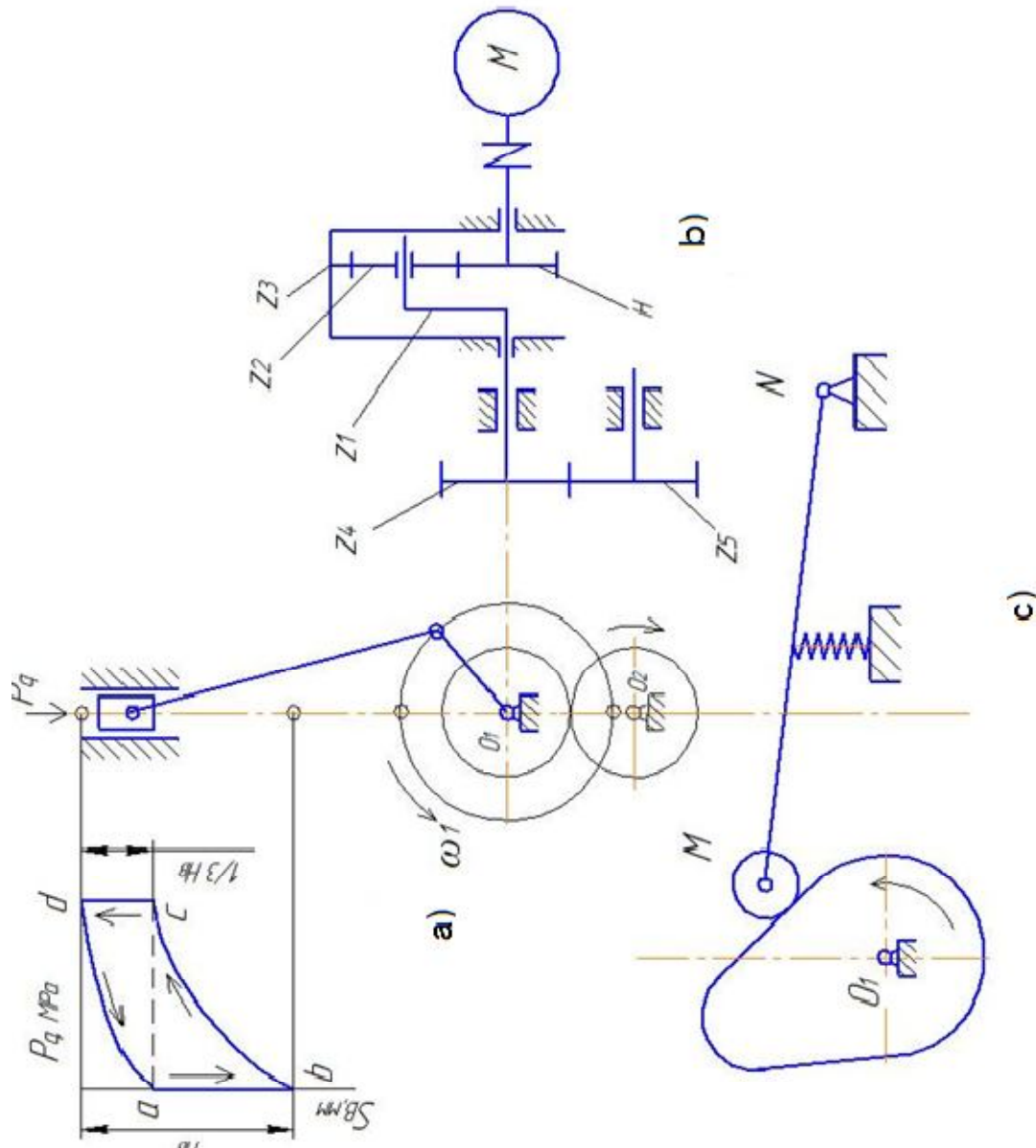


Рис.10. Кинематическая схема одноступенчатого поршневого компрессора
 а) кривошипно-шатунный механизм; б) зубчатый механизм;
 с) кулачковый механизм

ва ри ант	$N_{\text{ш}}$ об/ мин	n_1 об/ мин	L_{OA} м	L_{AB} м	d м	m кг
1	150	735	0,1	0,13	0,2	8
2	200	975	0,09	0,27	0,25	9
3	250	1460	0,078	0,52	0,3	10
4	300	1465	0,07	0,21	0,35	11
5	350	2810	0,062	0,186	0,2	12
6	400	2840	0,051	0,153	0,25	13
7	450	2850	0,065	0,195	0,3	14
8	500	2880	0,05	0,15	0,35	15
9	550	2900	0,06	0,18	0,2	7
10	600	2940	0,055	0,165	0,25	10
11	650	3000	0,05	0,175	0,3	11
12	700	2900	0,045	0,135	0,35	16
13	750	1425	0,08	0,24	0,2	14
14	200	1445	0,07	0,21	0,25	9
15	250	1500	0,065	0,2	0,3	13

Таблица 10.2

Вариант №	№ _{ис} об/ мин	n ₁ , об/ мин	L _{OA} , м	L _{AB} , м	d ₁ , м	m ₂ , кг	m ₃ , кг	P, МПа	J _{S2} , кг·м ²	z ₄	z ₅	m ₁ , мм	h ₁ , мм	φ_y^0 φ_E^0	φ_θ^0	$\frac{d^2s}{d\varphi^2}$
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

Задание 11

КОВОЧНО - ШТАМПОВОЧНЫЙ МЕХАНИЧЕСКИЙ ПРЕСС.

Ковочно-штамповочный механический пресс - это кузнечно - прессовая машина, в которой преобразование движения и передача усилия от привода к ползуну осуществляется при помощи шести-звенного плоского механизма. Кривошипно-коромысловый механизм ОАВС соединён посредством шатуна ВD с ползуном D (рис.11,a), который производит штамповку деталей. Привод кривошипа ОА осуществляется от электродвигателя М через зубчатую передачу и планетарный редуктор (рис.11,с).

Диаграмма усилий высадки P_c представлена на рис.11,b. Смазка механизма осуществляется масляным насосом кулачкового типа (рис.11,d). Привод кулачка осуществляется от электродвигателя М через зубчатую пару колес Z_1, Z_2 (рис.11,с).

Примечания:

а)исходные данные для исследования и проектирования механизма ковочно-штамповочного прессы приведены в таблицах 11.1 и 11.2;

б) массы звеньев 2, 3, 4 рассчитать по формуле $m_i = ql_i$, где $q = 20$ кг/м - вес погонного метра, l_i - длина звена в м.;

в) моменты инерции звеньев 2, 3, 4 определить по формуле $J_{si} = \frac{m_i l_i^2}{12}$, где m_i - масса звена в кг, l_i - длина звена в м.;

г)модули зубчатых колес планетарного редуктора принять равными 4 мм.;

д) законы изменения ускорения толкателя в зависимости от варианта задания приведены в приложении 4 (стр.101).

е)угол давления принять равным $\alpha = 30^0 \div 40^0$ (задаётся преподавателем)

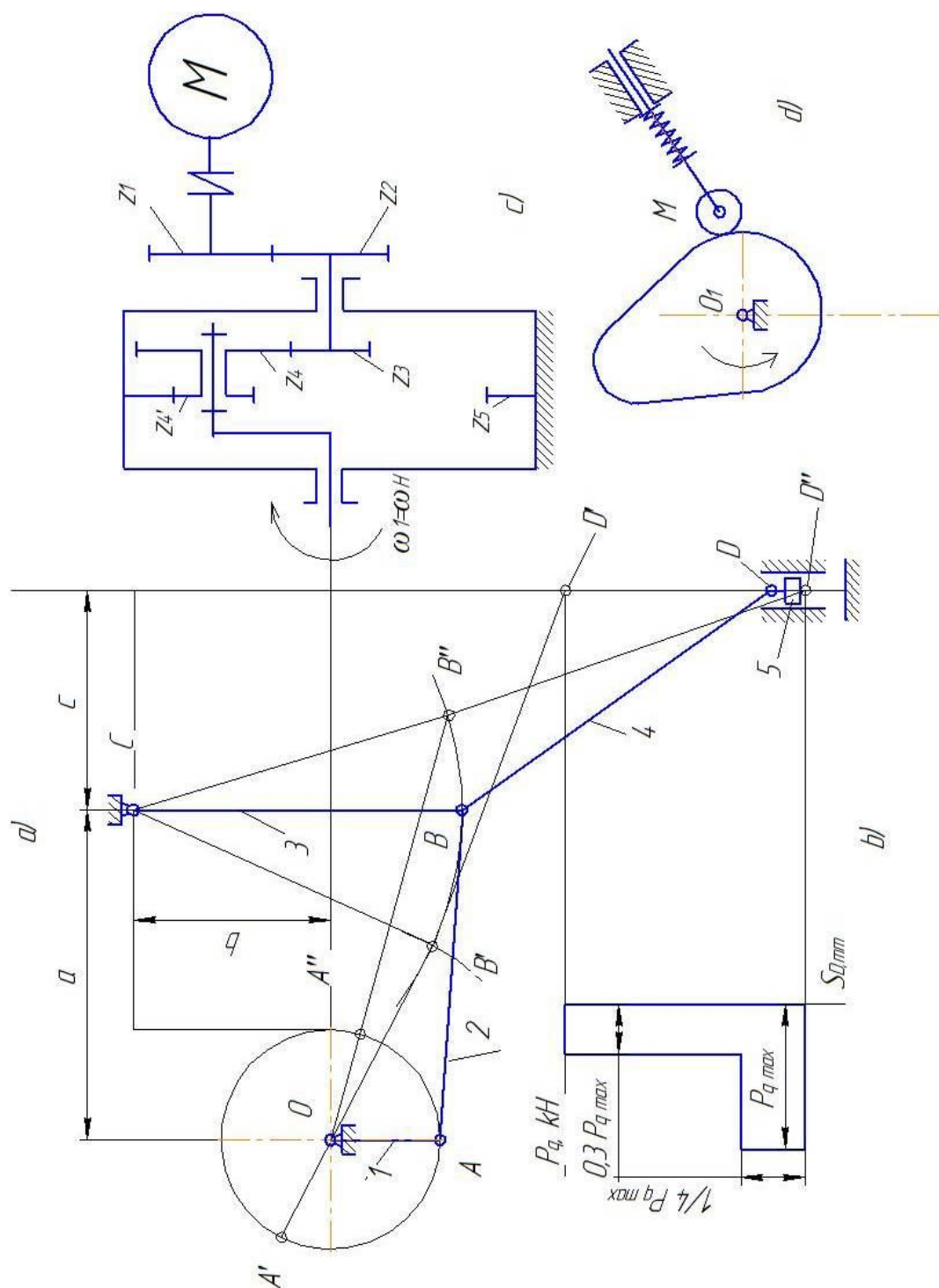


Рис.11. Кинематическая схема кованочно-штамповочного пресса

а) шестизвенный механизм; б) график изменения сил сопротивления;

с) зубчатый механизм; д) кулачковый механизм

Таблица 11.1

Ва ри ант	N _{дк} об/ мин	N ₁ об/ мин	L _{0A} м	L _{AB} м.	L _{BC} м	L _{BD} м.	a, м	b, м	c, м	m ₅ , кг	P _{сmax} кН	z ₁	z ₂	m, мм	h, мм	$\varphi_y^0=$	φ_∂^0	$\frac{d^2S}{d\varphi^2}$
1	730	40	0,05	0,18	0,19	0,28	0,160	0,090	0,17	40	20	17	23	4	15	100	25	1
2	750	45	0,055	0,19	0,20	0,29	0,165	0,095	0,17	45	25	19	25	4	17	125	25	2
3	750	50	0,06	0,20	0,21	0,30	0,170	0,10	0,16	50	30	18	22	5	19	120	15	3
4	780	55	0,065	0,21	0,22	0,32	0,175	0,105	0,16	55	35	20	24	5	21	105	15	4
5	780	60	0,07	0,22	0,23	0,33	0,180	0,110	0,18	60	40	23	29	6	23	90	30	5
6	730	42	0,075	0,23	0,24	0,34	0,185	0,115	0,19	43	22	25	31	6	25	80	20	6
7	730	44	0,08	0,24	0,25	0,35	0,190	0,120	0,18	45	24	21	27	6	24	100	25	5
8	750	46	0,085	0,25	0,26	0,36	0,195	0,125	0,22	49	26	22	30	5	22	125	25	4
9	750	52	0,090	0,26	0,27	0,37	0,200	0,130	0,21	50	28	24	28	5	20	105	15	3
10	780	54	0,095	0,27	0,28	0,38	0,205	0,135	0,22	52	32	17	25	4	18	90	15	2
11	780	56	0,100	0,28	0,29	0,39	0,205	0,136	0,24	54	34	18	26	5	16	90	30	1
12	780	58	0,105	0,29	0,30	0,40	0,210	0,138	0,21	56	36	24	30	6	17	120	20	6
13	730	48	0,110	0,30	0,32	0,42	0,215	0,138	0,22	58	38	19	27	4	19	100	25	5
14	730	43	0,115	0,31	0,33	0,43	0,220	0,140	0,22	57	37	20	30	5	21	90	15	4
15	730	47	0,120	0,32	0,34	0,44	0,225	0,145	0,23	53	33	26	32	6	23	100	20	3

Таблица 11.2

Вариант	$N_{\text{ак}}$ об/мин	N_1 об/мин	L_{OA} м	L_{AB} м.	$L_{\text{BC, M}}$	L_{BD} м.	a , м	B , м	c , м	m_3 , кг	$P_{\text{смаз}}$ кН	z_1	z_2	m , мм	h , мм	φ_y^0	φ_∂^0	$\frac{d^2 S}{d\varphi^2}$
16	750	40	0,65	0,18	0,19	0,28	0,160	0,090	0,17	50	20	19	23	4	21	120	15	2
17	780	60	0,055	0,19	0,20	0,29	0,165	0,095	0,17	43	24	20	24	5	23	90	25	1
18	750	60	0,06	0,20	0,21	0,30	0,170	0,10	0,16	45	22	22	30	6	24	120	30	2
19	730	44	0,065	0,21	0,22	0,32	0,175	0,105	0,16	50	28	18	26	4	17	90	25	3
20	780	54	0,07	0,22	0,23	0,33	0,180	0,110	0,18	43	40	20	28	5	23	105	15	4
21	750	56	0,075	0,23	0,24	0,34	0,185	0,115	0,19	49	22	17	25	6	17	120	30	5
22	750	60	0,08	0,24	0,25	0,35	0,190	0,120	0,18	54	26	18	28	3	15	125	25	6
23	730	55	0,085	0,25	0,26	0,36	0,195	0,125	0,22	54	36	17	25	4	19	90	25	1
24	730	52	0,090	0,26	0,27	0,37	0,200	0,130	0,21	57	38	24	28	5	18	105	15	2
25	780	54	0,095	0,27	0,28	0,38	0,205	0,135	0,22	50	32	25	29	6	19	120	15	3
26	730	58	0,100	0,28	0,29	0,39	0,205	0,136	0,24	52	34	20	28	3	23	90	25	4
27	730	44	0,105	0,29	0,30	0,40	0,210	0,138	0,21	58	32	24	32	4	17	120	25	5
28	780	48	0,110	0,30	0,32	0,42	0,215	0,138	0,22	53	33	26	30	5	17	125	30	6
29	750	42	0,115	0,31	0,33	0,43	0,220	0,140	0,22	50	24	18	26	6	23	90	15	1
30	730	47	0,120	0,32	0,34	0,44	0,225	0,145	0,23	57	38	24	34	3	18	90	15	2

Задание 12

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ АВТОМОБИЛЯ «NEXIA»

Основным механизмом двигателя внутреннего сгорания (ДВС) является кривошипно-шатунный механизм (КШМ), который состоит из кривошипа (1) (рис. 12,а), шатуна (2) и поршня (3). Поршень совершает возвратно-поступательное движение под действием давления газов и посредством шатуна соединяется с кривошипом, совершающим вращательное движение.

Газораспределительный механизм (ГРМ) ДВС служит для своевременного поступления горючей смеси в цилиндры двигателя и отвода отработавших газов в зависимости от фаз газораспределения и состоит из кулачка (распределительного вала), совершающего вращательное движение и коромысла, совершающего вращательно-качательное движение. (рис.12,а). Диаграмма давления газов показана на рис. 12,с.

Примечания:

а) исходные данные для исследования и проектирования механизмов автомобиля “Nexia” приведены в таблицах 12.1 и 12.2;

б) индикаторную диаграмму 4-тактного ДВС строить по данным таблицы П2 приложения 2 (стр.99);

в) модули зубчатых колёс планетарного механизма брать равным модулю зубчатой пары Z_1 и Z_2 ;

г) законы изменения ускорения толкателя в зависимости от варианта задания приведены в приложении 4 (стр.101).

д) угол давления принять равным $\alpha = 30^\circ \div 40^\circ$ (задаётся преподавателем)

Таблица 12.2

ца 12.1

В _а р _и а _н	V _{ср} м/с	I _{аБ} /I _{аО}	I _{аБ} /I _{аВ}	n ₁ об/ мин	d _м	G ₂ Н	G ₃ Н	J _{с2} кгм ²	P _{з_{max}} МПа	φ ⁰ ₁ град	Z ₁	Z ₂	m мм	U _{р1}	K	m _{р1} мм	β ⁰ град	b _{ах} м	φ _{ах} град	σ _{срх} град	d ² β/dφ ²
16	740	4	0.36	2300	0.762	7.5	1.4	0.0035	4.0	60	22	28	6	4.4	3	5	17	0.062	110	48	4
17	760	3.6	0.37	2200	0.762	7.3	1.3	0.0032	3.8	30	23	29	3	4.1	3	4	15	0.065	105	40	5
18	740	4	0.36	2300	0.762	7.5	1.4	0.0035	4.0	60	22	28	6	4.4	3	5	17	0.062	110	48	4
19	730	3.8	0.35	1800	0.762	7.5	1.1	0.0027	4.8	210	24	35	5	3.6	3	4	16	0.074	80	40	1
20	750	3.5	0.36	1900	0.762	7.3	1.2	0.0025	4.2	180	18	34	6	3.5	3	5	20	0.070	90	42	2
21	740	4	0.37	2000	0.762	7.2	1.3	0.0030	5.5	120	19	36	3	5.0	3	4	18	0.058	100	43	3
22	760	3.8	0.38	2400	0.762	7.6	1.5	0.0035	5.8	150	24	36	4	3.5	3	5	22	0.065	90	45	4
23	760	3.5	0.39	2300	0.762	7.8	1.6	0.0032	4.8	240	18	32	5	4.8	3	4	20	0.068	80	48	5
24	740	4	0.36	2300	0.762	7.5	1.4	0.0035	4.0	60	22	28	6	4.4	3	5	17	0.062	110	48	4
25	750	3.8	0.35	2200	0.762	7.9	1.3	0.0025	4.2	150	24	32	3	5.0	3	4	22	0.065	75	40	5
26	725	4	0.36	2400	0.762	8.0	1.4	0.0030	5.5	240	23	25	4	3.2	3	5	20	0.068	95	42	6
27	730	3.6	0.37	2500	0.762	7.7	1.2	0.0035	5.8	60	24	29	5	4.4	3	4	17	0.072	105	43	1
28	750	3.5	0.37	2100	0.762	8.1	1.5	0.0032	4.5	30	18	28	6	4.1	3	5	15	0.068	110	40	2
29	750	4	0.38	2000	0.762	8.2	1.1	0.0020	5.0	120	19	35	3	3.6	3	4	18	0.074	100	42	3
30	760	3.8	0.38	2400	0.762	7.6	1.5	0.0035	5.8	150	24	36	4	3.5	3	5	22	0.065	90	45	4

Задание 13

РЫЧАЖНЫЙ СТАЛКИВАТЕЛЬ

Рычажный сталкиватель используется при крупносерийном производстве изделий и служит для своевременной подачи заготовок (изделий) в зону сборки для совершения дальнейших операций.

Принцип работы рычажного механизма: при движении ползуна справа налево механизм перемещает заготовки в зону обработки и сборки (рис.13,а). При движении ползуна слева направо происходит холостой ход. Для удаления готовых изделий из зоны обработки используется кулачковый механизм (рис. 13,с), имеющий привод от электродвигателя через пару зубчатых колес и планетарный механизм. В начале каждого рабочего хода до контакта ползуна с заготовкой сопротивление на рабочем органе определяется (так же, как и во время холостого хода) только силой сопротивления перемещения ползуна, возникающей в механизме. Сила сопротивления F_c всегда противоположна скорости движения ползуна.

Примечания:

а) исходные данные для проектирования рычажного сталкивателя приведены в таблицах 13.1 и 13.2;

б) модули зубчатых колес планетарного редуктора принять равными 4 мм.;

в) законы изменения ускорения толкателя в зависимости от варианта задания приведены в приложении 4 (стр.101).

г) угол давления принять равным $\alpha = 30^0 \div 40^0$ (задаётся преподавателем)

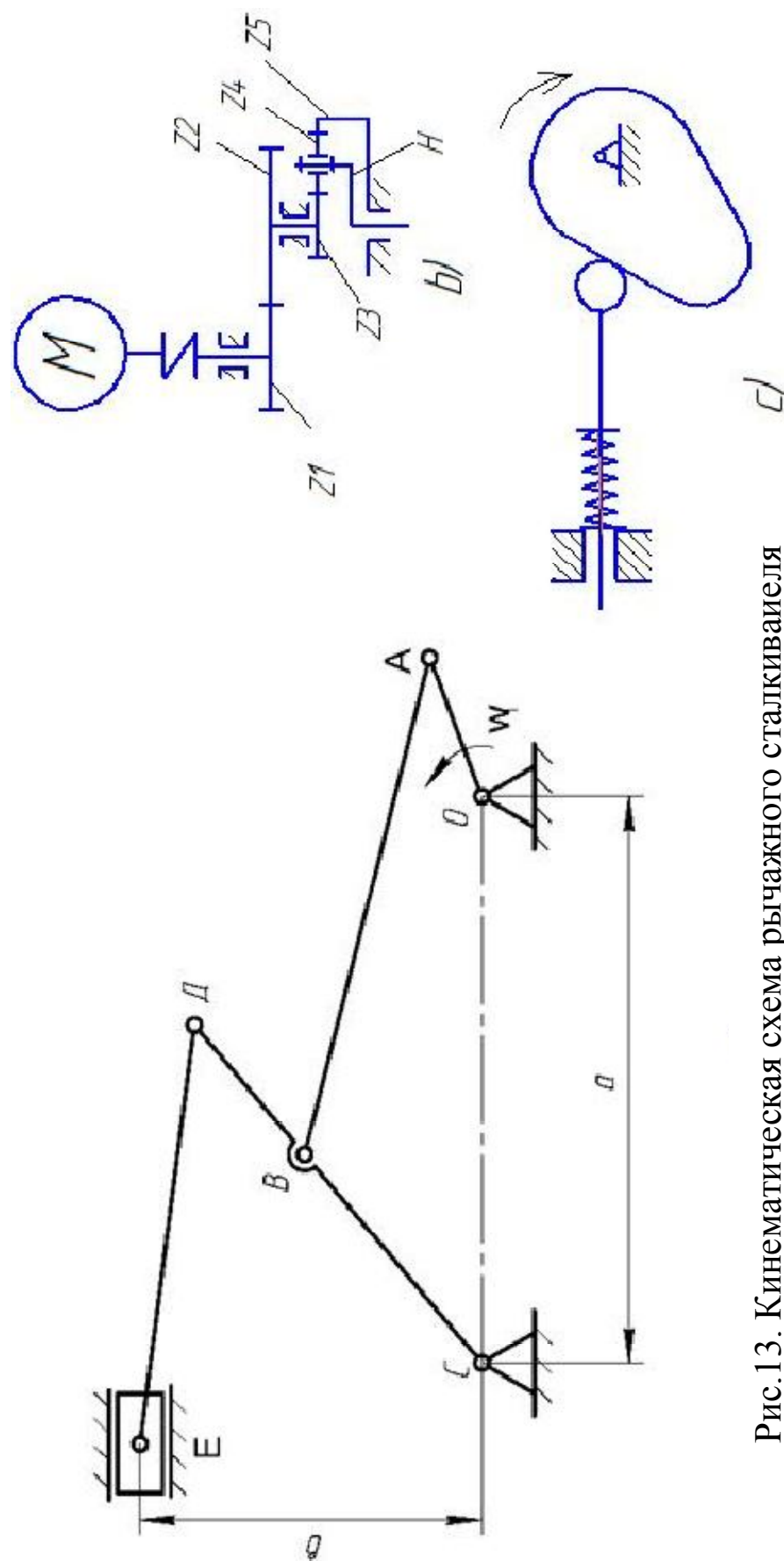


Рис.13. Кинематическая схема рычажного сталкивателя

а) механизм сталкивателя; б) зубчатый механизм;

с) кулачковый механизм

Таблица 13.1

Вариант	$n_{\text{ш}}$ об/ мин	$l_{\text{ш0}}$ м	$l_{\text{шв}}$ м	$l_{\text{шс0}}$ м	$l_{\text{шсз}}$ м	$l_{\text{шсв}}$ м	a м	b м	$P_{\text{сррем}}$ кН	m_j кг	φ''_1 град	Z_1	Z_2	m мм	h мм	$\varphi_{\text{ср}} = \varphi_{\text{срв}}$ град	$\alpha_{\text{срв}}$ град	$d's/d\varphi''$
1	260	0.15	0.60	0.85	0.42	0.75	0.75	0.85	3.8	40	30	18	25	3	8	100	25	1
2	250	0.2	0.78	1.0	0.50	0.85	0.90	1.0	4.0	45	60	22	34	5	7	125	26	5
3	240	0.12	0.42	0.72	0.40	0.60	0.62	1.72	4.2	50	90	20	35	4	5	120	27	4
4	230	0.2	0.55	0.95	0.35	0.78	0.85	0.95	4.5	55	120	19	28	6	5	105	28	3
5	220	0.18	0.44	0.80	0.43	0.62	0.70	0.80	4.4	60	150	24	29	5	6	90	30	2
6	210	0.16	0.42	1.1	0.55	0.82	1.0	1.1	4.5	43	180	20	30	4	6	80	28	6
7	200	0.2	0.62	0.85	0.48	0.90	0.90	0.98	4.6	48	210	23	35	6	5	110	26	5
8	190	0.17	0.75	1.0	0.65	0.95	1.10	1.05	4.8	52	240	23	36	3	6	90	25	2
9	180	0.23	0.85	0.72	0.68	1.1	1.16	1.30	5.0	54	270	19	32	5	7	95	27	4
10	170	0.24	0.70	0.95	0.70	1.15	1.17	1.36	4.4	56	300	20	28	3	8	120	30	2
11	165	0.22	0.82	0.80	0.35	1.20	1.18	1.37	4.9	58	330	22	34	4	9	110	28	5
12	160	0.18	0.42	1.1	0.43	1.25	1.20	1.38	4.8	57	90	23	35	6	5	100	26	4
13	155	0.12	0.78	1.05	0.55	0.60	0.70	1.40	5.2	53	120	22	28	5	6	90	25	1
14	150	0.22	0.42	1.30	0.48	0.78	1.0	1.0	5.1	55	150	23	29	4	7	100	30	2
15	140	0.16	0.55	1.36	0.65	0.62	0.90	1.72	3.8	60	180	23	30	3	8	110	26	3

Таблица 13.2

Вариант	п.п. об/мин	l _{до} м	l _{дв} м	l _{св} м	l _{св} м	l _{св} м	l _{св} м	а м	б м	P _{съем} кН	m _г кг	φ ^г _г град	Z _г	м	h мм	φ _{св} = φ _{св} град	φ _{св} град	α _{св} град	d _{св} dφ ^г
16	220	0.2	0.44	1.38	0.68	0.82	1.10	0.95	4.0	43	210	23	35	6	9	120	40	27	6
17	210	0.17	0.42	0.85	0.70	0.90	1.16	0.80	4.2	48	240	19	36	3	6	105	25	28	5
18	200	0.23	0.62	1.0	0.35	0.95	1.17	1.1	4.5	52	270	20	32	4	8	90	20	30	2
19	190	0.24	0.75	0.72	0.43	1.1	1.18	0.98	4.4	54	300	22	28	5	5	80	30	28	4
20	180	0.22	0.85	1.36	0.55	1.15	1.20	1.05	4.5	56	330	23	30	3	7	110	25	26	2
21	170	0.18	0.70	1.38	0.48	1.20	0.62	1.30	4.6	58	90	22	35	5	5	90	30	25	5
22	165	0.12	0.62	0.85	0.65	0.78	0.85	1.36	4.8	57	120	23	36	4	6	95	15	27	6
23	160	0.22	0.75	1.0	0.68	0.62	0.70	1.37	4.8	48	150	18	32	4	8	120	25	30	3
24	155	0.12	0.85	0.72	0.70	0.82	1.0	1.38	5.0	52	180	22	28	5	7	110	30	28	2
25	150	0.2	0.70	0.95	0.35	0.90	0.90	1.40	4.4	54	210	20	34	3	5	100	40	26	1
26	140	0.18	0.82	0.80	0.43	0.95	1.10	1.30	4.9	56	330	19	35	5	6	90	25	26	4
27	200	0.16	0.42	1.1	0.55	1.1	1.16	1.36	4.8	58	90	24	28	4	8	100	20	27	2
28	190	0.2	0.78	1.05	0.48	1.15	1.17	1.37	5.2	57	120	20	29	3	7	100	30	28	5
29	180	0.17	0.42	1.30	0.65	1.20	1.18	1.38	5.1	53	150	23	30	6	5	125	25	30	2
30	170	0.23	0.55	1.36	0.68	1.25	1.20	1.40	3.8	55	180	23	35	5	6	120	30	28	3

Задание 14

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ ГАЙКОВЫРУБНОГО АВТОМАТА

Гайковырубной автомат предназначается для штамповки гаек. Высадочный механизм является кривошипно-коромысловым (рис. 14,а). Благодаря своей конструкции рабочие скорости ползуна в конце хода малы, жесткость механизма автомата увеличивается. Коленчатый вал (кривошип) (1) высадочного механизма приводится в движение от электродвигателя при помощи планетарного редуктора и зубчатой передачи (рис. 14,б). Маховик размещен на валу основного механизма. Высадочный ползун (5) с закрепленным на нем пуансоном, совершая по горизонтали возвратно-поступательное движение, осуществляет деформацию заготовки.

Наиболее широко применяются следующие технологические процессы штамповки шестигранный гайки: четырехпереходный процесс, пятипереходный процесс, трехпереходный процесс. Все эти процессы предусматривают: осадку заготовки с формообразованием фаски с одной стороны, окончательное оформление шестигранника с фасками с двух сторон, выдавливание полостей с двух сторон с фасками; прошивку отверстия.

Применяют проволоку из низко и среднеуглеродистой стали.

Примечания:

- а) исходные данные для проектирования рычажного толкателя приведены в таблицах 14.1 и 14.2;
- б) законы изменения ускорения толкателя в зависимости от варианта задания приведены в приложении 4 (стр.101).
- в) угол давления принять равным $\alpha = 30^0 \div 40^0$ (задаётся преподавателем)

Таблица 14.1

Вариант	$n_{дв}$ об/мин	n_i об/мин	$l_{ω_1}$ м	$l_{ω_2}$ м	$l_{ω_3}$ м	a м	b м	$P_{св}$ кН	$m_1=m_2$ кг	m_3 кг	$m_4=m_5$ кг	J_{12} кгм ²	$J_{13}=J_{14}$ кгм ²	$φ^0$ град	Z_1	Z_2	$m=m_{зв}$ мм	h мм	$φ_{ω_1}$ $=φ_{ω_2}$ град	$φ_{ω_3}$ град	$α_{ω_3}$ град	$d^2s/dφ^2$
1	960	230	0.11	0.48	0.26	0.17	0.40	50	55	9	12	0.28	0.11	150	22	28	3	15	45	130	26	1
2	1460	240	0.12	0.52	0.22	0.12	0.34	62	43	10	13	0.13	0.14	210	24	34	4	12	50	140	30	2
3	840	220	0.10	0.55	0.30	0.18	0.38	70	48	11	10	0.17	0.18	240	19	36	5	18	55	120	28	3
4	1440	230	0.13	0.60	0.30	0.20	0.41	65	50	12	8	0.2	0.12	330	22	32	6	16	60	110	27	4
5	950	210	0.09	0.46	0.24	0.21	0.36	62	45	13	17	0.25	0.09	300	23	30	5	17	50	120	30	5
6	930	200	0.12	0.52	0.28	0.18	0.35	63	60	9	16	0.21	0.11	30	20	35	4	15	45	130	25	3
7	1420	190	0.11	0.50	0.33	0.16	0.31	68	56	10	17	0.12	0.12	90	22	25	3	17	55	150	26	6
8	980	170	0.11	0.41	0.27	0.17	0.38	72	52	11	19	0.35	0.08	150	18	28	6	19	60	160	28	2
9	1040	165	0.12	0.54	0.23	0.15	0.43	80	57	12	13	0.25	0.09	120	19	36	4	20	55	140	30	3
10	800	140	0.10	0.46	0.32	0.19	0.36	85	53	13	12	0.18	0.09	30	22	30	5	12	60	150	25	5
11	920	150	0.13	0.52	0.25	0.16	0.35	82	54	9	15	0.22	0.11	60	23	35	6	18	50	140	26	6
12	1440	155	0.09	0.50	0.23	0.18	0.31	65	60	10	17	0.12	0.12	210	20	25	5	17	45	160	28	5
13	860	170	0.12	0.41	0.32	0.21	0.38	70	56	11	16	0.21	0.08	60	22	28	4	15	55	110	30	4
14	1460	200	0.11	0.54	0.25	0.12	0.43	65	52	12	14	0.12	0.09	210	24	36	4	15	45	150	25	1
15	840	250	0.11	0.48	0.26	0.17	0.40	50	55	9	12	0.28	0.11	150	22	28	3	15	45	130	26	2

Рис. 14. Кинематическая схема гайковорубного автомата

а) шестизвенный механизм; б) зубчатый механизм; в) кулачковый механизм; г) графики изменения сил сопро-



Задание 15

МЕХАНИЗМЫ ДОЛБЁЖНОГО СТАНКА

Долбёжный станок предназначен для проделывания отверстий и пазов различных сечений в заготовках изделий и состоит из рычажного механизма перемещения долбяка (рис.15,а), диаграммы силы сопротивления (резания) (рис. 15,б), зубчатого механизма привода (рис. 15,в) и кулачкового механизма (рис. 15,г). Параметры проектируемых механизмов представлены в таблицах 15.1 и 15.2.

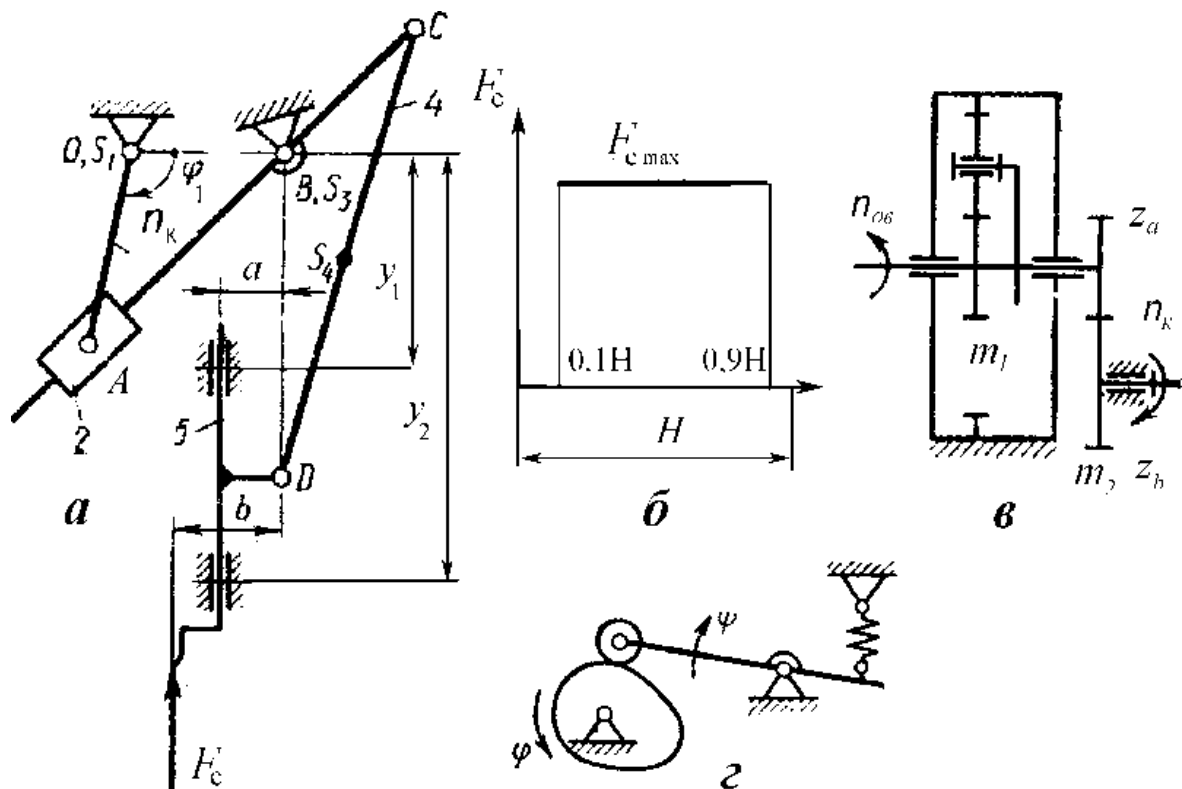


Рис. 15. Кинематическая схема долбёжного станка

- а) кулисный механизм; б) график изменения сил сопротивления;
в) зубчатый механизм; г) кулачковый механизм

Таблица 15.1

	OA=BC m	OX m	CD(4) m	a m	b m	Yi m	Y2 =	m3 kg	m4 kg	m5 kg	Jy1 kg·m²	Jy3 kg·m²	Jy4 kg·m²	qk symm	n symm	Fx,max kN	f1 гр	m mm	Z4- Z5 m	Z4 m	Z5	l m	Burchagi grad	Tezhanish apalog qonuni	fα гр	α max grad	
1	0.1	0.05	0.4	0.02	0.02	0.3	0.5	21	4	35	0.2	0.32	0.07	200	1500	2.0	90	4	5	10	26	0.3	20	1	55	25	35
2	0.11	0.08	0.35	0.03	0.04	0.27	0.43	22	5	34	0.25	0.4	0.12	120	1200	1.75	120	3	4	14	28	0.25	18	2	60	15	36
3	0.12	0.04	0.5	0.01	0.03	0.38	0.62	24	6	32	0.3	0.25	0.08	180	1500	1.5	150	4	5	9	22	0.28	15	3	65	0	38
4	0.13	0.07	0.56	0.02	0.02	0.44	0.39	25	7	25	0.24	0.48	0.1	100	1400	1.8	180	3	4	12	20	0.75	16	4	70	15	30
5	0.14	0.06	0.42	0.03	0.04	0.34	0.75	20	5	30	0.18	0.6	0.18	150	1560	1.35	210	3	5	12	24	0.26	22	5	55	10	40
6	0.15	0.08	0.48	0.01	0.03	0.21	0.7	22	6	40	0.4	0.18	0.11	120	1440	1.9	240	4	4	13	27	0.27	25	6	60	25	35
7	0.16	0.08	0.6	0.02	0.02	0.4	0.43	24	5	42	0.25	0.44	0.15	80	1000	1.6	270	3	5	14	26	0.39	26	7	65	15	36
8	0.11	0.04	0.55	0.03	0.04	0.45	0.68	21	6	32	0.3	0.9	0.25	110	1400	1.7	210	4	5	14	22	0.25	15	8	70	0	38
9	0.12	0.07	0.35	0.01	0.03	0.27	0.43	25	5	34	0.24	0.6	0.12	160	1500	1.85	120	4	4	9	28	0.28	20	9	60	15	30
10	0.13	0.06	0.45	0.03	0.02	0.38	0.62	28	6	32	0.18	0.4	0.08	140	1200	1.25	150	3	5	12	22	0.75	18	10	65	10	30
11	0.14	0.08	0.5	0.01	0.04	0.44	0.39	22	5	25	0.4	0.25	0.1	180	1500	1.75	180	4	4	12	20	0.26	15	1	70	0	40
12	0.15	0.05	0.56	0.02	0.03	0.34	0.75	24	7	30	0.25	0.48	0.18	100	1400	1.5	210	4	5	13	24	0.27	16	2	55	15	35
13	0.12	0.08	0.42	0.03	0.04	0.21	0.7	25	6	40	0.3	0.6	0.11	150	1560	1.8	240	4	4	14	27	0.75	22	3	60	10	35
14	0.13	0.04	0.48	0.01	0.03	0.4	0.43	20	5	42	0.24	0.18	0.15	120	1440	1.35	270	3	5	12	26	0.26	25	4	65	25	36
15	0.14	0.07	0.6	0.02	0.02	0.38	0.68	22	4	25	0.18	0.44	0.25	80	1000	1.9	210	4	4	12	24	0.27	26	5	70	15	38
16	0.15	0.06	0.55	0.03	0.04	0.44	0.39	24	4	30	0.4	0.9	0.18	110	1400	1.6	210	3	5	13	27	0.39	15	6	60	0	30

Таблица 15.2

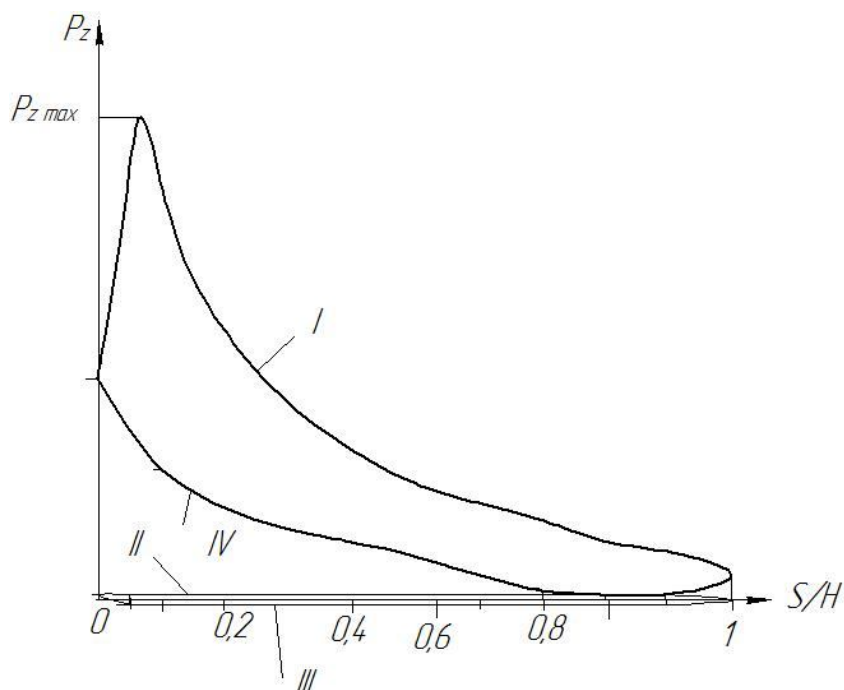
	OA=BC m	OV, m	CD(4) m	a m	b m	Yi m	Y: m	m ₁ kg	m ₂ kg	m ₃ kg	m ₄ kg	J ₅₁ kg ² m ²	J ₅₂ kg ² m ²	J ₅₄ kg ² m ²	q ₀ N/m ²	n шт/м ²	F _{с.с.с.} kN	f ₁ гр	m mm	Z _с m	Z ₄ m	Z _с m	l m	Burchagi grad	Tezlanish apallog qonuni	f ₄ гр	f ₅ гр	α max grad
17	0.16	0.08	0.48	0.03	0.03	0.34	0.75	21	4	40	0.11	0.25	0.6	0.11	160	1400	1.7	240	4	4	14	26	0.25	16	5	65	25	40
18	0.11	0.08	0.6	0.01	0.02	0.21	0.7	22	5	42	0.15	0.3	0.18	0.15	140	1560	1.85	270	3	5	14	22	0.28	22	6	70	15	35
19	0.12	0.04	0.55	0.02	0.04	0.4	0.43	24	6	32	0.24	0.44	0.25	0.25	120	1440	1.25	210	4	4	9	28	0.75	25	7	55	0	36
20	0.13	0.07	0.35	0.03	0.03	0.45	0.68	21	5	34	0.18	0.9	0.12	0.12	180	1000	1.9	120	3	5	12	22	0.26	26	8	60	15	38
21	0.14	0.06	0.45	0.01	0.02	0.27	0.43	25	7	32	0.4	0.6	0.08	0.08	100	1400	1.6	150	4	4	12	20	0.27	15	9	65	10	30
22	0.13	0.07	0.5	0.03	0.02	0.38	0.62	28	5	25	0.25	0.4	0.1	0.1	150	1500	1.7	180	3	5	13	24	0.25	20	10	70	0	30
23	0.14	0.06	0.56	0.01	0.04	0.44	0.39	22	7	30	0.3	0.25	0.18	0.18	120	1200	1.85	210	4	4	14	27	0.28	18	1	60	15	40
24	0.15	0.08	0.42	0.02	0.03	0.34	0.75	24	4	40	0.24	0.48	0.11	0.11	80	1500	1.25	240	3	4	12	26	0.75	15	2	65	10	35
25	0.16	0.08	0.48	0.03	0.04	0.21	0.7	25	6	42	0.18	0.6	0.15	0.15	110	1400	1.75	270	4	4	13	22	0.26	16	3	70	25	35
26	0.11	0.04	0.6	0.01	0.03	0.4	0.43	20	5	32	0.4	0.18	0.25	0.25	160	1560	1.5	210	3	5	14	20	0.27	22	4	55	15	36
27	0.12	0.07	0.55	0.02	0.02	0.27	0.39	22	4	25	0.25	0.44	0.12	0.12	140	1440	1.8	240	4	5	14	24	0.39	25	8	60	0	38
28	0.13	0.06	0.35	0.03	0.04	0.38	0.75	24	7	30	0.3	0.9	0.08	0.08	180	1000	1.35	270	3	4	9	27	0.25	15	9	65	15	30
29	0.14	0.08	0.45	0.01	0.03	0.44	0.7	21	4	40	0.24	0.6	0.1	0.1	100	1400	1.9	210	4	5	12	26	0.28	20	10	70	10	30
30	0.15	0.05	0.5	0.02	0.02	0.34	0.43	22	5	42	0.18	0.4	0.18	0.18	150	1440	1.6	120	4	4	12	24	0.75	18	1	60	0	40

Приложение 1

Значения давления в зависимости от положения поршня компрессора (относительно максимального значения давления)

Таблица П1

Относительное движение поршня (относительно хода поршня Н)		0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
Давление воздуха в цилиндрах в 1-ой ступени (относительно $P_{\max}$)	Движение поршня вверх	1	1	1	0,58	0,40	0,25	0,20	0,13	0,09	0,03	0
	Движение поршня вниз	1	0,35	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Давление воздуха в цилиндрах во 2-ой ступени (относительно $P_{\max}$)	Движение поршня вверх	1	1	1	0,75	0,67	0,58	0,52	0,47	0,41	0,35	0,3
	Движение поршня вниз	1	0,52	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3



Индикаторная диаграмма 4-х тактного двигателя

Таблица П2

Значения давления в зависимости от положения поршня

Такты	Положение поршня относительно крайнего положения (S/H)												
	0	0,05	0,066	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,0
I (расши- рение)	0,46	0,90	1,0	0,85	0,56	0,40	0,31	0,24	0,20	0,16	0,12	0,10	0,05
II (выпуск)	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
III (вса- сы- вание)	0	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01
IV (сжа- тие)	0,46	0,31	0,28	0,25	0,17	0,10	0,07	0,04	0,02	0,01	0,01	0	-0,01

Приложение 3

The diagram shows a technical drawing template with the following dimensions and labels:

- Dimensions:**
 - Top width: 40 and 15
 - Top-left width: 17
 - Top-left height: 7
 - Left height: 55
 - Bottom-left width: 65
 - Bottom-right width: 50
 - Total bottom width: 185
- Labels:**
 - Шифр направления* (Direction code)
 - Задание* (Task)
 - Вариант* (Variant)
- Form Structure:**
 - Top row: A box containing the text "5310500. 01.02".
 - Second row: A table with columns "Лит" (Letter), "Масса" (Mass), and "Масштаб" (Scale). The "Масса" column contains the value "17" and the "Масштаб" column contains the value "18".
 - Third row: A table with columns "Изм" (Change), "Лист" (Sheet), "Документ №" (Document No.), "Подп" (Signature), and "Дата" (Date). The "Лист" column contains the value "у".
 - Fourth row: A table with columns "Выполнил" (Executed by), "Проверил" (Checked by), and "Принял" (Accepted by).
 - Fifth row: A table with columns "Лист" (Sheet) and "Листов" (Number of sheets).
 - Sixth row: A table with columns "Лист" (Sheet) and "Листов" (Number of sheets).
 - Bottom row: A table with columns "Лист" (Sheet) and "Листов" (Number of sheets).

Примечание.

Направления бакалавриатуры механико-машиностроительного факультета:

5111014 – Профессиональное образование: Наземные транспортные средства и их эксплуатация;

5111038 – Профессиональное образование: Технологические машины и оборудования;

5310500 – Автомобилестроение и тракторостроение;

5310600 – Наземные транспортные средства и их эксплуатация (по видам транспорта);

5320100 – Материаловедение и технология новых материалов;

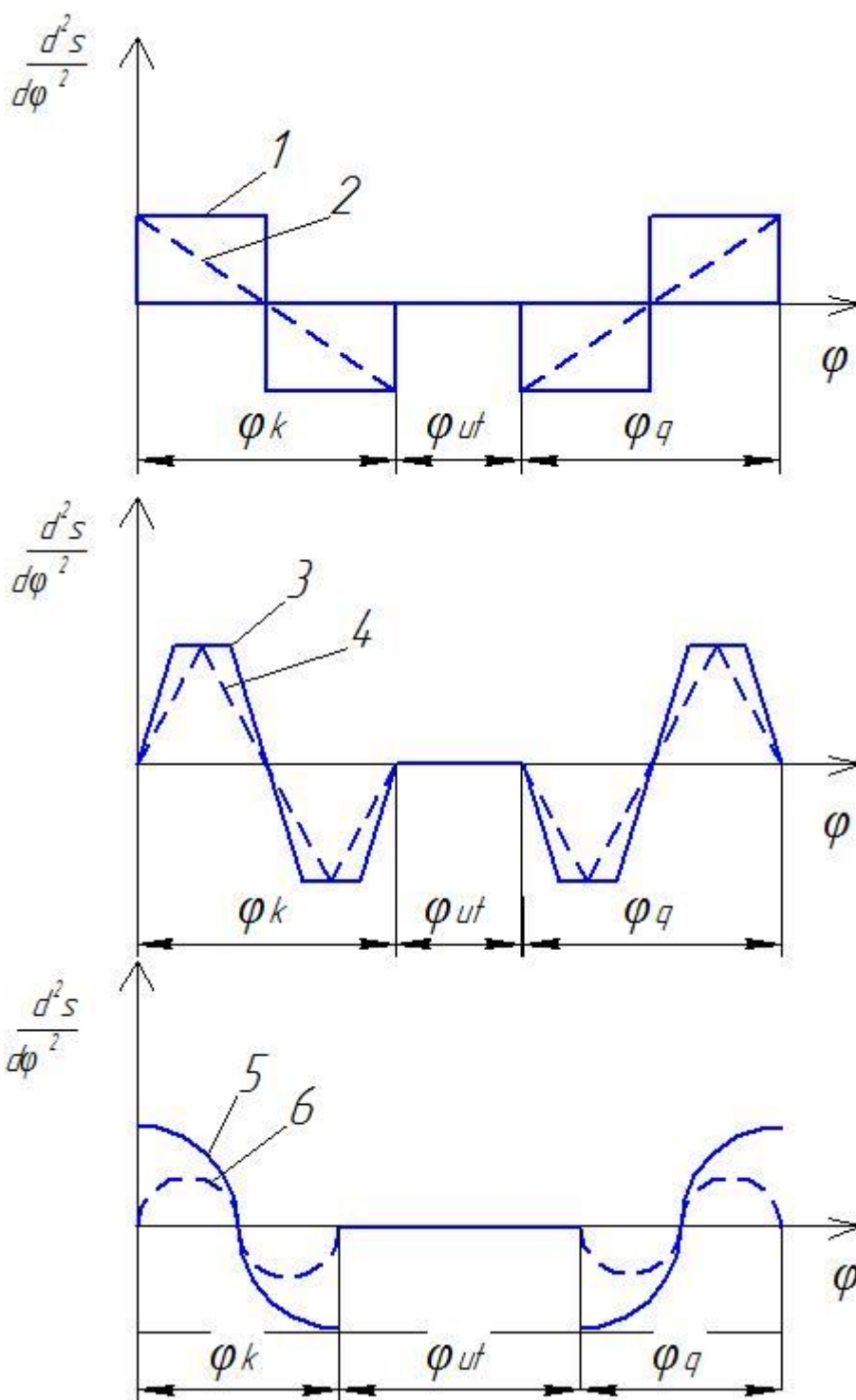
5320200 – Технология машиностроения, автоматизация производства в машиностроении;

5320300 – Технологические машины и оборудования;

5320500 – Биотехнология;

5610600 – Техника и технология сервиса.

Законы изменения толкателя (коромысла) кулачкового механизма



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

**ТАШКЕНТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**

Кафедра «Сопротивление материалов и механики»

**ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
к курсовому проекту по ТММ**

Тема:

Выполнил: студент ММФ

**гр.
.....Ф.И.О.**

Руководитель

Ташкент 20...год

Литература

1. Горбенко В.Т., Горбенко М.В. Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование: Учебное пособие. 2007
2. Попов С.А., Тимофеев Г.А. Курсовое проектирование по ТММ. М. Высшая школа. 2008 г. 351 с.
3. Коловский М.З., Евграфов А.Н., Семёнов Ю.А., Слоущ А.В.. **Теория механизмов и машин** : учебник для студ. учреждений высш. проф. образования. — 4-е изд., перераб. — М.: Издательский центр “Академия”, 2013. — 560 с. (сер. Бакалавриат)
4. Radzevich, S.P. **Theory of Gearing: Kinematics, Geometry, and Synthesis**. CRC Press, Boca Raton, Florida, 2012, 760 pages.
http://www.amazon.com/Theory-Gearing-Kinematics-Geometry-Synthesis/dp/1466514485/ref=sr_1_1?s=books&ie=UTF8&qid=1337101207&sr=1-1
<http://www.crcpress.com/product/isbn/9781466514485>
5. Семенов Ю.А., Семенова Н.С. Теория механизмов и машин. Сборник задач и заданий./ Учеб. пособие. СПб.: Изд-во Политехн. ин-та, 2011. – 318 с.
6. Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование: учеб. пособие / Под ред. Г.А. Тимофеева и Н.В. Умнова. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. — 154, [2] с.: ил
7. Пожбелко В.И., Лившиц В.А.. Теория механизмов и машин в вопросах и ответах: компьютеризированное учебное пособие для самостоятельной работы студентов. - Челябинск: Издательство ЮУрГУ, 2004. - 440 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Объем, содержание и порядок выполнения курсового проекта по теории механизмов и машин.....	3
I. Содержание и порядок выполнения курсового проекта.....	4
1. Кинематическое и кинетостатическое исследование механизма.....	4
2. Проектирование (синтез) зубчатой передачи и планетарного редуктора.....	6
3. Проектирование (синтез) кулачкового механизма.....	9
II. Указания по оформлению курсового проекта.....	9
III. Защита курсового проекта.....	10
Вопросы по защите курсового проекта.....	10
Пример выполнения курсового проекта. Проектирование механизма виброконвейера.....	13
Структурный и кинематический анализ механизма.....	15
Кинетостатический анализ.....	23
Проектирование зубчатого механизма.....	30
Проектирование кулачкового механизма.....	35
Задание 1. Двухступенчатый двухцилиндровый поршневой компрессор.....	39
Задание 2. Генератор глубокого холода.....	43
Задание 3. Качающийся конвейер.....	47
Задание 4. Щёковая дробилка.....	51
Задание 5. Вытяжной пресс.....	55
Задание 6. Кривошипно-ползунный пресс.....	59
Задание 7. Двухступенчатый воздушный компрессор.....	63
Задание 8. Одноударный холодновысадочный автомат.....	67
Задание 9. Пресс-автомат.....	71
Задание 10. Одноступенчатый поршневой компрессор.....	75
Задание 11. Ковочно - штамповочный механический пресс.....	79
Задание 12. Проектирование механизмов автомобиля«Nexia»....	83
Задание 13. Рычажный сталкиватель.....	87
Задание 14. Проектирование и исследование гайковырубного автомата.....	91
Задание 15. Механизм долбежного станка.....	95
Приложение	98
Литература.....	103
Редактор Ахметжанова Г.М.	
Корректор Марданова Э.З.	