

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФГБОУ ВО СТАВРОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

КАФЕДРА «МЕХАНИКА И КОМПЬЮТЕРНАЯ ГРАФИКА»

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

ЗАДАНИЯ ДЛЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Методические указания для студентов факультета механизации
сельского хозяйства по направлениям подготовки бакалавров:
35.03.06 – Агроинженерия;
23.03.03– Эксплуатация транспортно-технологических машин и
комплексов

СТАВРОПОЛЬ 2018

Авторский коллектив

А.Н. Петенев, В.Ю. Гальков, А.В. Орлянский, В.А. Лиханос,
А.В. Бобрышов, И.А. Орлянская

Рецензент

д.э.н., к.т.н., профессор Б.А. Доронин

Для студентов факультета механизации сельского хозяйства по направлениям подготовки бакалавров: 35.03.06 – Агроинженерия; 23.03.03 – Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов

Одобрены и рекомендованы к изданию методической комиссией факультета механизации сельского хозяйства Ставропольского государственного аграрного университета. Протокол № _ от _____ 2018 года.

Содержание

| | |
|---|----|
| Обозначения и единицы измерения основных параметров механизмов и машин | 4 |
| Введение | 6 |
| Требования к оформлению пояснительной записки | 6 |
| Требования к оформлению графической части курсового проекта | 7 |
| Содержание и рекомендуемая последовательность выполнения проекта | 8 |
| Задание №1. Проектирование и исследование механизмов сенового пресса | 19 |
| Задание №2. Проектирование и исследование механизмов гусеничного трактора | 22 |
| Задание №3. Проектирование и исследование механизмов строгального станка | 25 |
| Задание №4. Проектирование и исследование механизмов прошивного пресса | 28 |
| Задание №5. Проектирование и исследование механизмов зерноуборочного комбайна | 31 |
| Задание №6. Проектирование и исследование механизмов двухступенчатого компрессора | 34 |
| Задание №7. Проектирование и исследование механизмов мембранного насоса | 37 |
| Задание №8. Проектирование и исследование механизмов комбайна | 40 |
| Задание №9. Проектирование и исследование механизмов колёсного трактора | 43 |
| Задание №10. Проектирование и исследование механизмов качающегося конвейера | 46 |
| Литература | 49 |

ОБОЗНАЧЕНИЯ И ЕДИНИЦЫ ИЗМЕРЕНИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

| | |
|--|---|
| A – работа, Дж, кВт ч (1 кВт·ч – 3,6 МДж) | $R_{(2.1)}$ – сила действия со стороны звена 2 на звено 1, Н |
| A – делительное межосевое расстояние, мм; | i – передаточное число |
| a_{BA} – ускорение точки В относительно точки А, м/с ² | I_S – момент инерции звена относительно оси, проходящей через центр масс, кг·м ² |
| a^n – ускорение нормальное, м/с ² | I – момент инерции тела, кг·м ² |
| a^t – ускорение касательное (тангенциальное), м/с ² | h_a^* – коэффициент высоты головки зуба |
| a^r – ускорение относительное, м/с ² | h_f – высота ножки зуба де- лительной, мм |
| a^k – ускорение кориолисово, м/с ² | h_a – высота головки зуба делительной, мм |
| a_w – межосевое расстояние, мм | h – водило планетарной передачи , высота ,мм |
| c – радиальный зазор, мм | g – ускорение свободного падения, м/с ² |
| c^* – коэффициент радиального зазора | f – коэффициент трения |
| d – диаметр, мм; диаметр зубчатого колеса дели тельный, мм | j – боковой зазор зубчатой передачи, мм |
| r_a – радиус вершин зубьев зубчатого колеса, мм | K_v – коэффициент изменения средней скорости выходного звена |
| r_f – радиус впадин зубчатого колеса, мм | l – длина, м |
| r_w – радиус зубчатого колеса начальный, мм | M – момент силы, Н·м |
| E_k, T — кинетическая энергия Дж, кВт·ч | m – масса, кг; модуль, мм |
| e – эксцентриситет, мм; ширина впадины зубчатого колеса | NN – линия зацепления |
| P, F – сила, Н | P – мощность, Вт |
| F_u, Φ – сила инерции, Н | p – давление, Па; число кинематических пар; шаг зубьев, мм |
| t – время, с | u – передаточное отношение |
| F_r, R – реакция в кинематической паре, Н | s – длина пути, м; толщина зуба, мм |
| F_g, G – сила тяжести, Н | α_w – угол зацепления, град |

| | |
|--|---|
| v – скорость линейная м/с | p_t – шаг зубьев по делительной окружности ,мм |
| v_{BA} – скорость линейная точки В относительно точки А, м/с | β – угол подъема коромысла (толкателя) в кулачковом механизме, рад, град. |
| w – число степеней свободы | δ – коэффициент неровности движения механизма |
| x – коэффициент смещения исходного контура | y – коэффициент уравнительного смещения |
| x_Σ – коэффициент суммы смещений | ε_v – коэффициент перекрытия зубчатой передачи |
| z – число зубьев | η – коэффициент полезного действия |
| ε – угловое ускорение, рад/с ² | φ – угол поворота звена, рад, град. |
| α – угол профиля исходного контура, град | ω – угловая скорость рад/с |

ВВЕДЕНИЕ

Курсовой проект по теории механизмов и машин является одним из важнейших видов изучения курса. Он способствует приобретению навыков применения общих методов проектирования и исследования механизмов и машин. При выполнении проекта студент использует знания, полученные при изучении теоретической части дисциплины, а также предшествующих дисциплин: физики, математики, теоретической механики.

Проект предусматривает выполнение четырех листов чертежей размером 841x594 мм (формат А1) и пояснительной записки.

Всего в данные методические указания включено 10 заданий на проектирование и исследование различных схем механизмов. Каждое задание состоит из 10 вариантов.

Номер задания и варианта преподавателем назначается на установочном занятии. Если установочного занятия нет, студент определяет номер задания и варианта самостоятельно. В этом случае задание выбирается по предпоследней цифре условного шифра, вариант по последней.

Требования к оформлению пояснительной записки

1. Записка пишется чернилами или пастой одного цвета на одной стороне листа размером 210x297 мм (формат А4) нелинованной бумаги.

2. По периметру листа оставляются поля вверху, внизу и справа 15-20 мм, слева – 25-30 мм.

3. На первых страницах полностью переписываются содержание задания и исходные данные.

4. Название разделов в записке должно соответствовать названиям разделов задания. Каждый раздел должен начинаться с новой страницы, иметь заголовки, порядковый номер. Подразделы должны иметь двужначную нумерацию. Например: 2. Силовой расчет рычажного механизма. 2.3. Определение сил инерции звеньев.

5. Все расчеты в записке должны сопровождаться соответствующими схемами, вычерченными в произвольном масштабе с применением чертежного инструмента.

6. Таблицы, приводимые в записке, должны иметь название и номер.

7. Определяемые величины должны сопровождаться краткой их характеристикой с записью расчетной формулы в общем виде. Результаты записываются с указанием обозначения единицы СИ.

8. Пояснительная записка завершается библиографическим списком и оглавлением.

9. Все листы записки брошюруют и нумеруют в середине верхней части листа. Пояснительная записка должна иметь титульный лист согласно образцу (см. титульный лист в примере выполнения проекта).

Требования к оформлению графической части курсового проекта.

1. Все построения, надписи и обозначения должны быть выполнены карандашом в соответствии с общими требованиями к чертежам согласно ГОСТ 2.109-73 (Изменение 2. ИУС № 4, 1982 г.).

2. Кинематические схемы механизмов должны быть изображены в соответствии с требованиями ГОСТ 2.770-68, 2.703-68, 2.721-74.

3. Диаграммы, изображающие функциональную зависимость двух или более переменных величин в системе координат, выполняются согласно ГОСТ 2.319-81. Диаграмма может иметь наименование, поясняющее изображенную функциональную зависимость. Например, «Диаграмма перемещения ползуна». Диаграммы допускается выполнять как со шкалами, так и без шкал значений величин. Оси координат следует заканчивать стрелками в диаграммах без шкал. Допускается применять стрелки также в диаграммах со шкалами. Диаграммы следует выполнять стандартными линиями.

4. На планах механизмов, скоростей, ускорений, сил, а также по осям координат диаграмм без шкал следует указывать соответствующие масштабы.

5. На каждом листе проекта в правом нижнем углу должна быть основная надпись (см. 1-й лист примера выполнения проекта).

СОДЕРЖАНИЕ И РЕКОМЕНДУЕМАЯ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ВЫПОЛНЕНИЯ ПРОЕКТА

Лист 1.

Проектирование схемы и кинематическое исследование рычажного механизма

1. Спроектировать кинематическую схему рычажного механизма, т.е. определить недостающие размеры звеньев механизма.

2. Вычертить схему механизма. Одно из крайних положений, соответствующее началу рабочего хода, взять для дальнейших расчетов за начало отсчета.

3. Для 12 равноотстоящих положений входного звена построить соответствующие ему положения остальных звеньев.

4. Для всех положений механизма (одно крайнее не попадет в число 12 равноотстоящих) построить планы скоростей. На планах показать векторы скоростей всех характерных точек звеньев механизма (шарниров, центров масс).

5. Построить планы ускорений для положений механизма, указанных в задании. Найти векторы ускорений всех шарниров и центров масс звеньев.

6. Для одной из точек выходного звена механизма построить следующие диаграммы:

а) диаграмму перемещения $s = s(t)$;

б) диаграмму скорости $v = v(t)$;

в) диаграмму ускорения $a = a(t)$.

Диаграммы скорости и ускорения построить графическим дифференцированием по методу хорд.

7. Построить годограф скорости центра масс шатуна (любого, если их несколько).

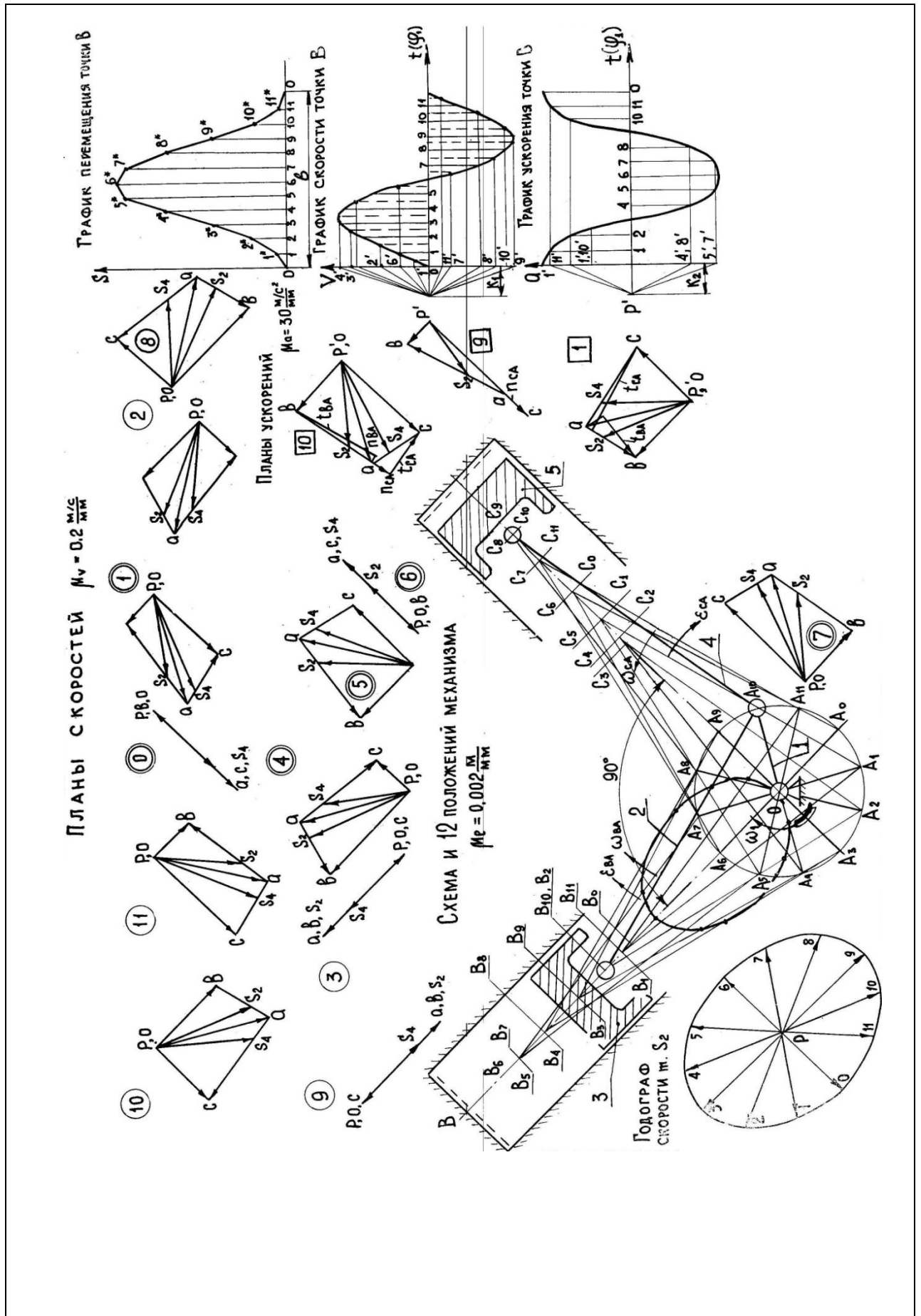


Рисунок 1 - Пример оформления листа № 1.
**Проектирование схемы и кинематическое исследование
рычажного механизма**

Лист 2

2.1 Силовой расчет механизма

1. Вычертить для заданного положения кинематическую схему рычажного механизма.

2. Перечертить с 1-го листа для этого положения механизма план ускорений.

3. Используя план ускорений, определить величины и направления главных векторов и главных моментов сил инерции.

4. Построить в масштабе $\rho\rho$ механическую характеристику (диаграмму нагрузок) в функции перемещения выходного звена.

5. Расчленить схему механизма на группы Ассура. По принципу освобождаемости от связей заменить связи каждой группы Ассура векторами соответствующих реакций.

6. В соответствующих точках каждой группы Ассура приложить внешние силы и моменты: силы сопротивления, силы движущие, силы тяжести, силы инерции и моменты сил.

7. Для каждой группы Ассура, начиная с наиболее удаленной по кинематической цепи от выходного звена, составить векторные уравнения сил и уравнения моментов, решив которые, можно определить реакции в кинематических парах.

8. Произвести силовой расчет входного звена. Определить уравновешивающую силу, приложенную к входному звену. Найти реакцию в кинематической паре входное звено - стойка.

9. Определить уравновешивающую силу с помощью рычага Жуковского и сравнить ее значение со значением F_y , найденной методом планов сил.

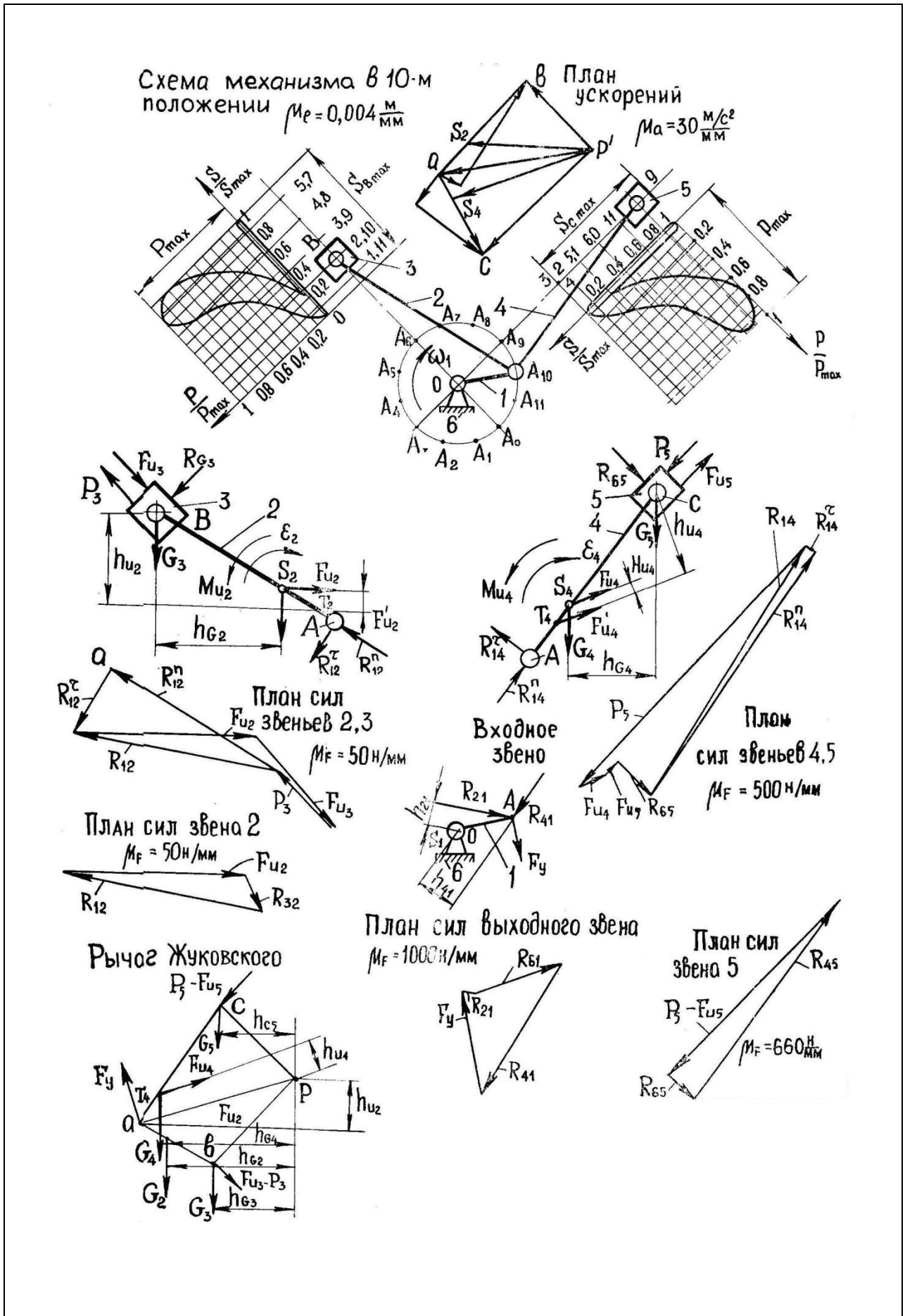


Рисунок 2 - Пример оформления листа № 2.
Силовой расчет механизма

2.2. Проектирование кулачкового механизма

1. Построить в произвольном масштабе диаграмму перемещения толкателя по углу поворота кулачка $s = s(\varphi_k)$.

2. В этом же масштабе построить диаграммы

$$\frac{ds}{d\varphi_k} = \frac{ds}{d\varphi}(\varphi_k) \text{ и } \frac{d^2s}{d\varphi^2}(\varphi_k)$$

3. Графически исключив параметр (φ_k) из диаграмм

$$\frac{ds}{d\varphi_k} = \frac{ds}{d\varphi_k}(\varphi_k) \text{ и } S = S(\varphi_k), \text{ построить совмещенный график } s = s \frac{ds}{d\varphi_k}.$$

Определить минимальный радиус кулачка.

4. Методом обращения движения построить теоретический профиль кулачка.

5. Выбрав радиус ролика, построить практический профиль кулачка.

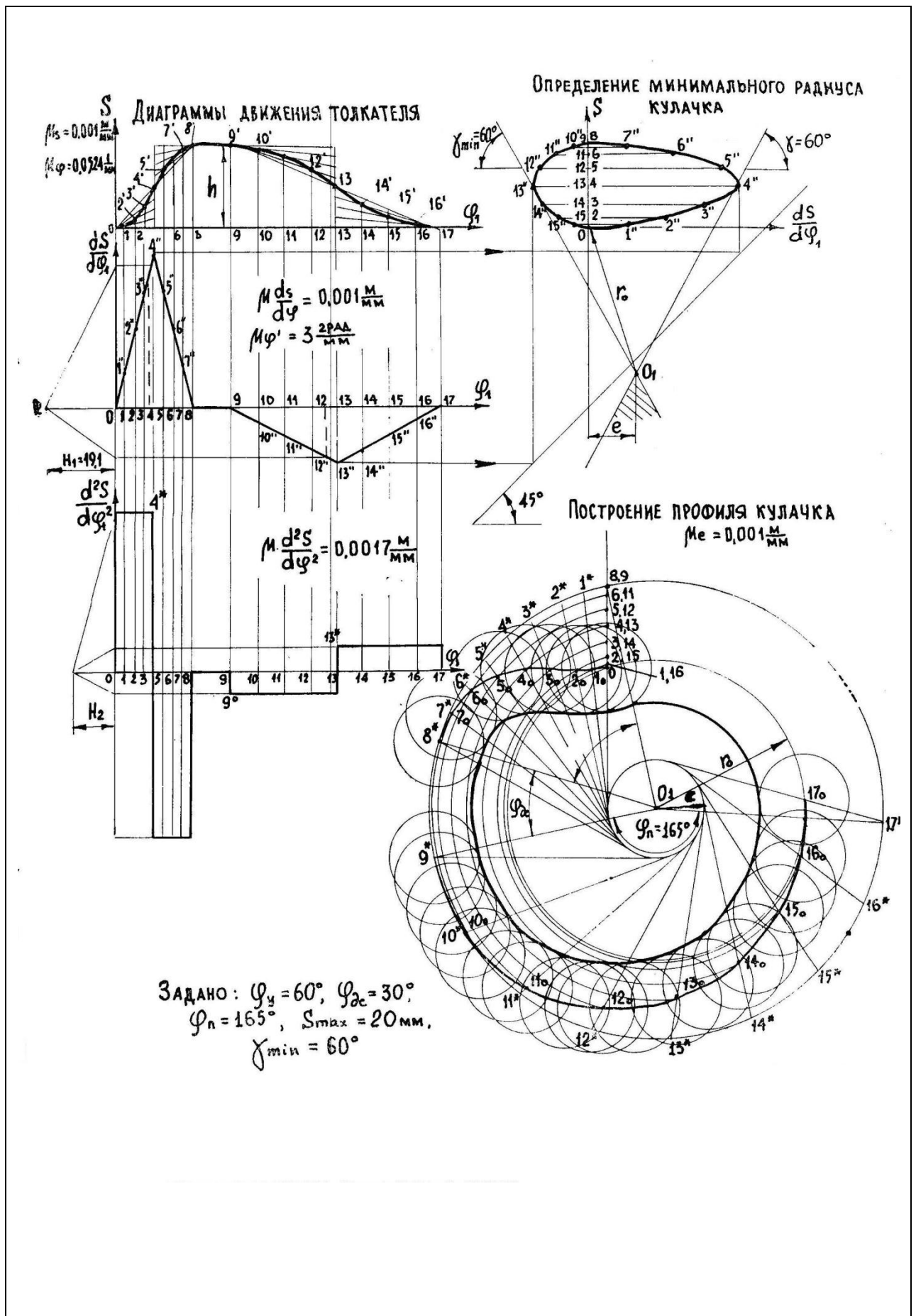


Рисунок 2.1 - Пример оформления листа № 2.
Проектирование кулачкового механизма

Лист 3. Расчет маховика

1. Определить приведенный момент к валу кривошипа (входного звена) от сил полезного сопротивления (движущих сил в заданиях 2 и 9). Построить диаграмму изменения приведенного момента сил по углу поворота кривошипа.

2. Методом графического интегрирования диаграммы приведенного момента построить диаграмму работ сил полезного сопротивления.

3. Построить диаграмму работы движущих сил, считая момент движущих сил постоянным для всего периода установившегося движения.

4. Построить диаграмму избыточных работ (изменения кинетической энергии) по углу поворота кривошипа.

5. Вычислить для 12-ти положений приведенный к валу кривошипа момент инерции звеньев механизма. Используя полученные значения, построить диаграмму приведенного момента инерции в функции угла поворота входного звена.

6. Построить диаграмму изменения кинетической энергии в функции приведенного момента инерции (диаграмму энергомасс).

7. Используя диаграмму энергомасс, определить момент инерции маховика. Вал, на котором устанавливают маховик, показан на схеме машинного агрегата.

8. Определить основные размеры маховика.

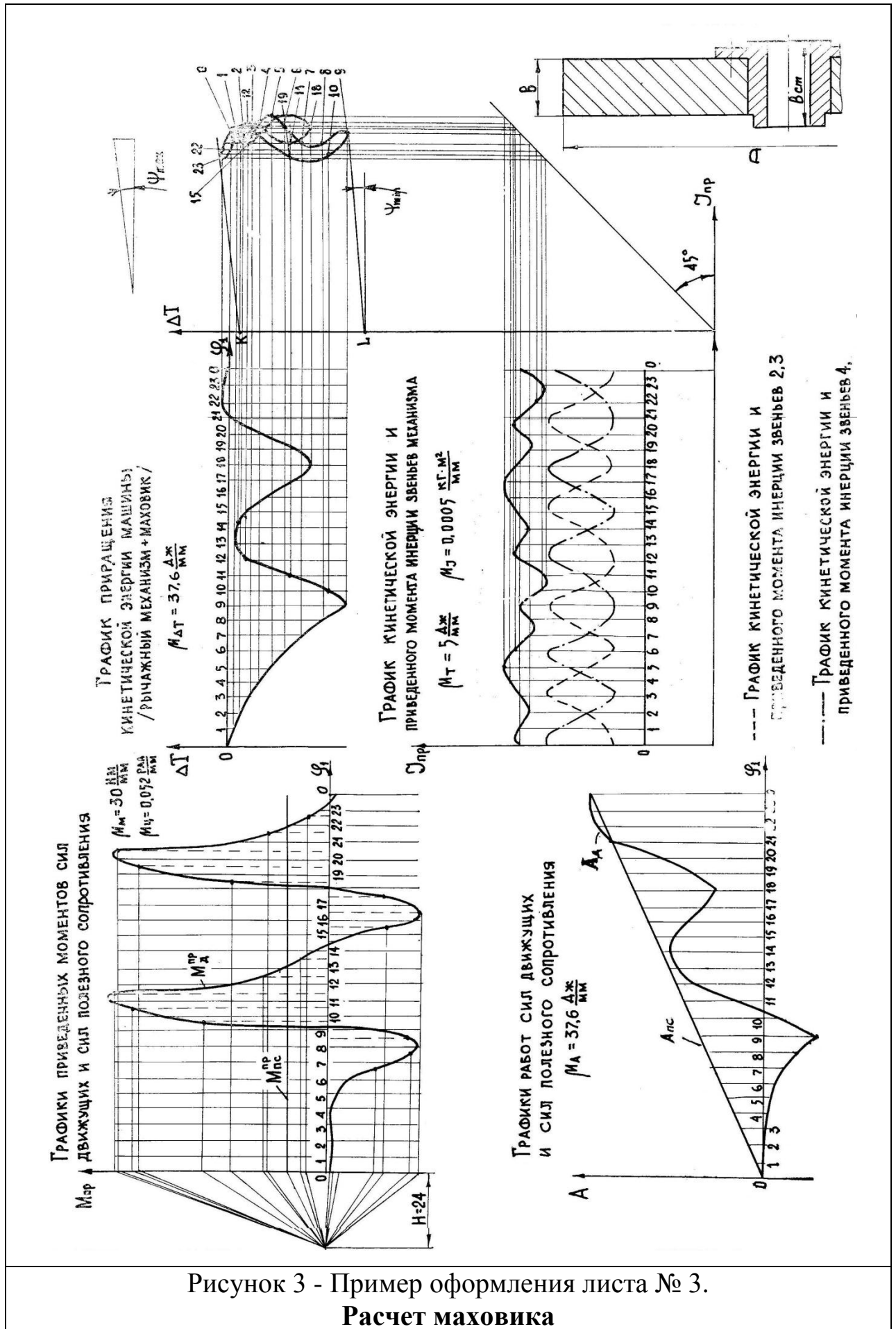


Рисунок 3 - Пример оформления листа № 3.
Расчет маховика

Лист 4. Проектирование планетарного механизма и зубчатой передачи

4.1. Проектирование планетарного механизма

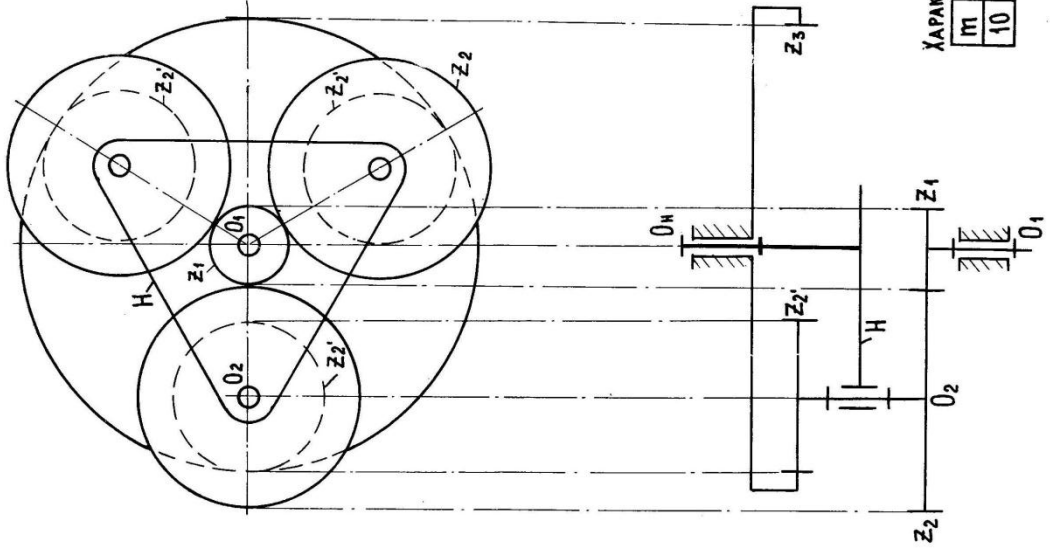
1. Определить передаточное отношение планетарного редуктора (планетарной ступени), если оно не задано.
2. Задавшись числом зубьев $z_1 = 17, 18, \dots, n$, через передаточное отношение u_{1H} определить число зубьев z_3 .
3. Из условия соосности определить число зубьев сателлита.
4. Из условия соседства определить максимально возможное число сателлитов.
5. Из условия сборки определить все возможные числа сателлитов.
6. Задавшись произвольным модулем, определить диаметры делительных окружностей всех колес планетарной ступени по формуле $d = mz$.
7. Выбрать масштаб, вычертить схему редуктора в двух проекциях

4.2. Проектирование зубчатой передачи

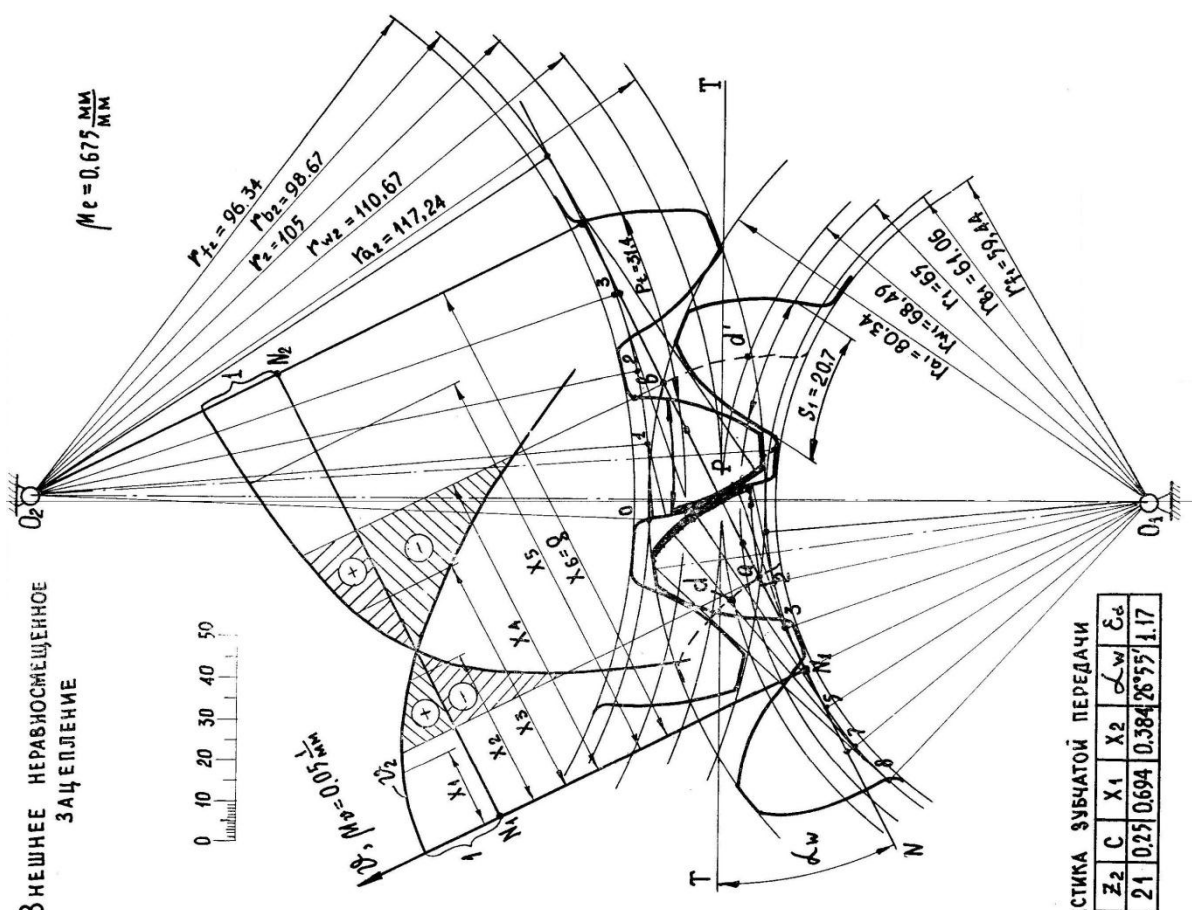
1. Определить передаточное отношение зубчатой передачи.
2. По передаточному числу и числу зубьев колес найти коэффициенты смещения (по таблицам в конце методических указаний).
3. Определить инволюту угла зацепления и угол зацепления.
4. Определить межосевое расстояние передачи.
5. Определить радиусы всех окружностей шестерни и колеса.
6. Определить шаг по делительной окружности.
7. Определить толщину зубьев по делительной окружности
8. Определить коэффициент перекрытия.
9. Вычертить зубчатое эвольвентное зацепление колес передачи, на котором показать все основные размеры.
10. Показать теоретическую и практическую линии зацепления.
11. Построить рабочие участки профилей зубьев и дуги зацепления для обоих колес.
12. Произвести расчет коэффициентов удельных скольжений и построить их диаграммы.

ХАРАКТЕРИСТИКА ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА

| u_{1H}^H | u_{23}^H | z_1 | z_2 | z_2' | z_3 | k |
|------------|------------|-------|-------|--------|-------|-----|
| 10 | 3 | 18 | 54 | 36 | 108 | 3 |



ВНЕШНЕЕ НЕРАВНОСМЕРНОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ



ХАРАКТЕРИСТИКА ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

| m | z_1 | z_2 | c | x_1 | x_2 | α_w | δ_α |
|-----|-------|-------|------|-------|-------|------------|-----------------|
| 10 | 13 | 21 | 0.25 | 0.694 | 0.384 | 28°55' | 1.17 |

Рисунок 4 - Пример оформления листа № 4.
Проектирование планетарного механизма и зубчатой передачи

ОРГАНИЗАЦИЯ ЗАЩИТЫ ПРОЕКТА

В процессе защиты студент должен уметь изложить назначение и принцип работы машинного агрегата, того или иного механизма, а также показать, что он овладел общими методами проектирования и исследования механизмов и может обосновать целесообразность принятого решения. При оценке курсового проекта учитывается также качество выполнения графической части работы и грамотность оформления пояснительной записки. Защита проекта допускается как в целом, так и по отдельным листам.

Вопросы для подготовки к защите проекта

Вопросы к защите 1-го листа проекта

1. Расскажите о назначении рычажного механизма и передаче движения от входного звена к выходному. Дайте названия и определения каждому звену. Подсчитайте количество кинематических пар в механизме. Определите степень свободы механизма.

2. Сделайте структурный анализ рычажного механизма. Расчленили схему механизма на группы Ассура. Определите класс и вид каждой группы Ассура.

3. Напишите формулу, по которой определяли длину кривошипа O_1A (входного звена). Расскажите, как построить план механизма и какие исходные данные нужно для этого иметь. Как вычислить масштаб длины?

4. Расскажите о последовательности построения планов скоростей вашего механизма. Напишите векторные уравнения для построения планов скоростей. Покажите на плане скоростей все векторы абсолютных скоростей и векторы относительных скоростей. Объясните, как определяли направления векторов относительных скоростей, направления угловых скоростей.

5. Расскажите о последовательности построения планов ускорений механизма. Напишите векторные уравнения для построения планов ускорений. Расскажите, в чем заключается метод подобия. Как, используя метод подобия, определить векторы ускорений центров масс?

6. Расскажите, как определить величину и направление угловых ускорений звеньев механизма.

7. Расскажите, что такое годограф скорости и как его построить.

8. Расскажите, как построить диаграмму перемещения какой-либо точки выходного звена в функции угла поворота кривошипа. Объясните, в чем заключается метод хорд и как с помощью этого метода построить диаграммы скоростей, ускорений. Как вычислить масштабы диаграмм перемещения, скоростей и ускорений?

Вопросы к защите 2-го листа проекта

1. Расскажите, какие силы действуют на звенья рычажного механизма, какие из них нужно отнести к внешним силам.
2. Расскажите, в чем заключается задача силового расчета. Как свести задачу динамики к задаче статики?
3. Расскажите, как определяли главные векторы и главные моменты сил инерции для каждого из звеньев рычажного механизма.
4. В какой последовательности выполняется силовой расчет механизма?
5. Расскажите, в какой последовательности определяются реакции в группе Ассура.
6. Напишите векторное уравнение сил, действующих на звенья группы Ассура. Объясните, почему в это уравнение не вошла реакция во внутренней кинематической паре.
7. Расскажите, как построить рычаг Жуковского и что с помощью его можно определить.
8. Обоснуйте выбор закона движения толкателя в кулачковом механизме.
9. Какой зависимостью связаны между собой угол давления и угол передачи движения в кулачковом механизме?
10. Поясните, как влияет изменение угла давления на работу кулачкового механизма. Возможно ли заклинивание толкателя? Если возможно, то при каких условиях оно наступает?
11. Покажите области дозволённых положений оси вращения кулачка относительно диаграммы $s = s \frac{ds}{d\varphi_1}$
12. В каких единицах измеряются масштабы диаграмм $s = s(\varphi)$,
 $\frac{ds}{d\varphi_1} = \frac{ds}{d\varphi_1}(\varphi_1), \frac{d^2s}{d\varphi_1^2} = \frac{d^2s}{d\varphi_1^2}(\varphi_1)$?
13. В чем заключается метод обращения движения и как вы его использовали при построении профиля кулачка?
14. Из каких условий определяется радиус ролика?

Вопросы к защите 3-го листа проекта

1. Расскажите о назначении маховика. На какой вал выгодней поставить маховик: на быстроходный или тихоходный с точки зрения уменьшения его массы?
2. Напишите уравнение приведенного момента сил полезного сопротивления (движущих сил), которое вы использовали при расчетах.
3. Расскажите, в чем заключается метод графического интегрирования.
4. Как определить кинетическую энергию каждого из звеньев рычажного механизма, механизма в целом?

5. Напишите формулу для вычисления приведенного момента инерции звеньев механизма.
6. Что такое установившееся движение и при каких условиях оно возможно?
7. Расскажите о коэффициенте неравномерности движения механизма. Как определить среднюю скорость входного звена механизма?
8. Как определить момент инерции маховика при заданном коэффициенте неравномерности движения?
9. Расскажите о причинах, влияющих на изменение угловой скорости входного звена.
10. Как уменьшить колебания угловой скорости входного звена при установившемся режиме?

Вопросы к защите 4-го листа проекта

1. Покажите на чертеже основные элементы зубчатого колеса: зуб, впадину, головку зуба, ножку зуба, шаг по делительной окружности, боковую поверхность зуба. По какой кривой очерчена главная боковая поверхность зуба?
2. Расскажите об элементах и свойствах эвольвентного зацепления. Покажите линию зацепления, полюс зацепления, угол зацепления, начальные окружности.
3. Расскажите о подрезании зубьев. Какие элементы зуба подрезаются и при каких условиях возникает явление подрезания?
4. Для каких целей производят смещение режущего инструмента от нарезаемого колеса?
5. Как вами были выбраны коэффициенты смещения при расчете зубчатой передачи?
6. Что называют коэффициентом перекрытия? Покажите отрезки на чертеже, отношение которых равно коэффициенту перекрытия.
7. Расскажите как определяли рабочие участки профилей зубьев и дуги зацепления.
8. Что характеризует коэффициент удельного скольжения профилей в зубчатом зацеплении? В открытых передачах что изнашивается интенсивней - головка или ножка?
9. Расскажите о последовательности графических построений эвольвентного зацепления.
10. Напишите соотношения, позволяющие найти передаточное отношение для трехзвенной передачи с внешним и внутренним зацеплением, многозвенной передачи.
11. Напишите соотношения, позволяющие найти передаточное отношение заданной схемы планетарного редуктора.
12. Запишите условие соосности для вашего планетарного механизма. Что из этого условия можно найти?
13. При каких условиях возможна сборка планетарного механизма?

Задание №1

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ СЕННОГО ПРЕССА

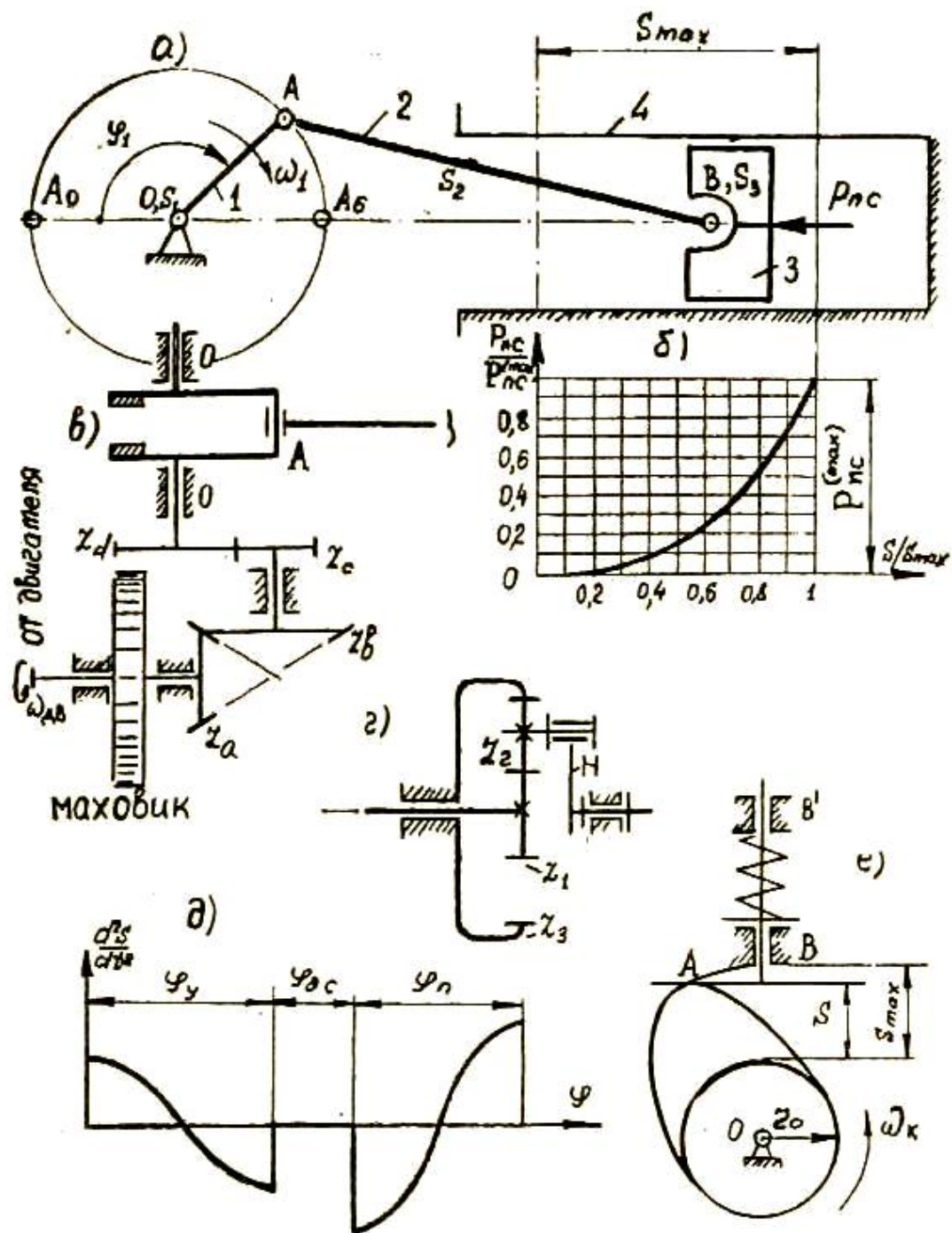
Сенной пресс применяется для прессования сена или соломы в тюки прямоугольной формы. Конструкции сенных прессов различные, но прессующая часть у них в основном представляет следующий механизм. Ползун 3 (рис. 1а), сжимающий сено в камере 4, движется возвратно-поступательно. При движении поршня вправо происходит прессование сена, при движении влево – холостой ход. Для преобразования вращательного движения кривошипа OA в возвратно-поступательное движение ползуна применяется кривошипно-ползунный механизм OAB . Кривошип OA получает движение от двигателя через двухступенчатый редуктор, передаточное отношение которого равно $u_{ad} = \frac{n_{дв}}{n_1}$. По этому передаточному отношению и числу зубьев Z_c и Z_d подобрать числа зубьев конических колес. Сила сопротивления сжатию сена (механическая характеристика) изменяется по закону, представленному на рис. 1б. Данные для построения этой диаграммы взять из табл. 1а.

Указания. Центры масс звеньев 1, 2, 3 рычажного механизма расположены в точках S_1, S_2, S_3 . Положение точки S_2 находится из условия

$$AS_2 = 0,35 AB.$$

Для всех вариантов принять:

- а) частоту вращения двигателя равной 750 об/мин;
- б) приведенный момент движущих сил величиной постоянной;
- в) модуль m для расчета зубчатой передачи, состоящей из шестерни c и колеса d , равным 10 мм;
- г) угол давления в кулачковом механизме равным нулю.



Р и с. 1. Механизмы сеного прессы:

а — схема рычажного механизма прессы; б — механическая характеристика прессы; в — схема машинного агрегата; г — схема планетарного механизма; д — диаграмма косинусоидального закона изменения аналога ускорения толкателя в кулачковом механизме; е — схема кулачкового механизма

Таблица 1 - Исходные данные для проектирования и исследования механизмов сеного прессы

| Параметр | Обозначение | | Числовые значения параметров для вариантов | | | | | | | | | |
|--|----------------|-------------------|--|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | пара - метра | еди- ницы СИ | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| Средняя скорость ползуна 3 | V_{CP} | м/с | 1,2 | 1,1 | 1,2 | 1,3 | 1,4 | 1,5 | 1,38 | 1,42 | 1,4 | 1,35 |
| Частота вращения кривошипа OA | n_1 | об/мин | 50 | 55 | 60 | 65 | 62 | 58 | 52 | 58 | 50 | 55 |
| Отношение длины шатуна AB к длине кривошипа OA | λ | — | 3,5 | 3,8 | 4,0 | 4,2 | 4,3 | 3,4 | 3,7 | 4,1 | 4,2 | 3,6 |
| Номера положений механизма для построения планов ускорения | — | — | 0,3,9 | 0,5,8 | 2,3,6 | 1,5,7 | 2,4,7 | 1,4,1 | 3,8,9 | 3,5,9 | 0,6,8 | 0,3,9 |
| Масса кривошипа OA | m_2 | кг | 5 | 6 | 7 | 6 | 7 | 8 | 5 | 6 | 6 | 5 |
| Масса шатуна AB | m_3 | кг | 12 | 13 | 15 | 14 | 16 | 12 | 13 | 14 | 12 | 13 |
| Масса ползуна 3 | P_{nc} | кг | 20 | 22 | 22 | 28 | 25 | 25 | 20 | 24 | 23 | 21 |
| Максимальная сила сопротивления движения ползуна 3 | (max) | кН | 3,0 | 4,0 | 3,5 | 5,0 | 4,5 | 5,2 | 4,8 | 3,8 | 4,8 | 5,0 |
| Номер положения механизма для силового расчета | — | — | 3 | 5 | 3 | 5 | 4 | 4 | 3 | 5 | 6 | 3 |
| Момент инерции кривошипа относительно оси, проходящей через точку O | I_0 | кг·м ² | 0,01 | 0,08 | 0,09 | 0,01 | 0,08 | 0,09 | 0,01 | 0,08 | 0,09 | 0,01 |
| Момент инерции шатуна AB относительно оси, проходящей через центр масс S_2 | I_{S2} | кг·м ² | 1,58 | 1,4 | 1,98 | 1,85 | 2,82 | 4,35 | 2,35 | 2,65 | 3,11 | 1,90 |
| Число зубьев шестерни | z_c | — | 15 | 14 | 13 | 12 | 13 | 10 | 16 | 16 | 14 | 16 |
| Число зубьев колеса с | z_d | — | 23 | 26 | 22 | 23 | 19 | 18 | 25 | 24 | 24 | 22 |
| Коэффициент неравномерности | δ | — | 0,18 | 0,19 | 0,18 | 0,16 | 0,20 | 0,18 | 0,19 | 0,20 | 0,17 | 0,18 |
| Максимальный ход толкателя в кулачковом механизме | S_{max} | мм | 12 | 10 | 14 | 11 | 10 | 12 | 13 | 10 | 11 | 13 |
| Фаза удаления | φ_y | град | 90 | 60 | 90 | 75 | 60 | 120 | 60 | 75 | 30 | 75 |
| Фаза приближения | φ_n | град | 120 | 100 | 75 | 110 | 90 | 60 | 75 | 120 | 120 | 150 |
| Фаза дальнего стояния | φ_{dc} | град | 40 | 40 | 40 | 30 | 30 | 30 | 30 | 15 | 15 | 15 |
| Передаточное планетарного редуктора | u_{1n} | — | 7,2 | 4,9 | 6,6 | 8,4 | 5,3 | 6,1 | 4,5 | 7,8 | 5,9 | 8,8 |

Таблица 1а - Исходные данные для построения механической характеристики прессы

| | | | | | | | | | | | |
|--|----------------------|-----|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|
| Отношение текущего перемещения ползуна 3 к максимальному | S/S_{max} | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1,0 |
| Отношение текущего значения силы сопротивления к | $P_{nc}/P_{nc(max)}$ | 0 | 0,01 | 0,05 | 0,10 | 0,15 | 0,24 | 0,32 | 0,55 | 0,75 | 1,0 |

Задание №2

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА

На рис. 2б показан рычажный кривошипно-ползунный механизм двухцилиндрового четырехтактного двигателя внутреннего сгорания. Данные механизмы служат для преобразования поступательного движения поршней 3 и 5 во вращательное движение кривошипа 1. В таких двигателях динамический цикл равен двум оборотам коленчатого вала (кривошипа OA) и сдвинут по фазе на 180° , т. е. если в левом цилиндре всасывание, то в правом - сжатие, в левом - сжатие, в правом - рабочий ход и т. д.

У к а з а н и я . За начало отсчета во всех последующих построениях и расчетах следует принять положение механизма, при котором поршень 3 находится в нижней мертвой точке.

Кинематические диаграммы построить для ползуна 3.

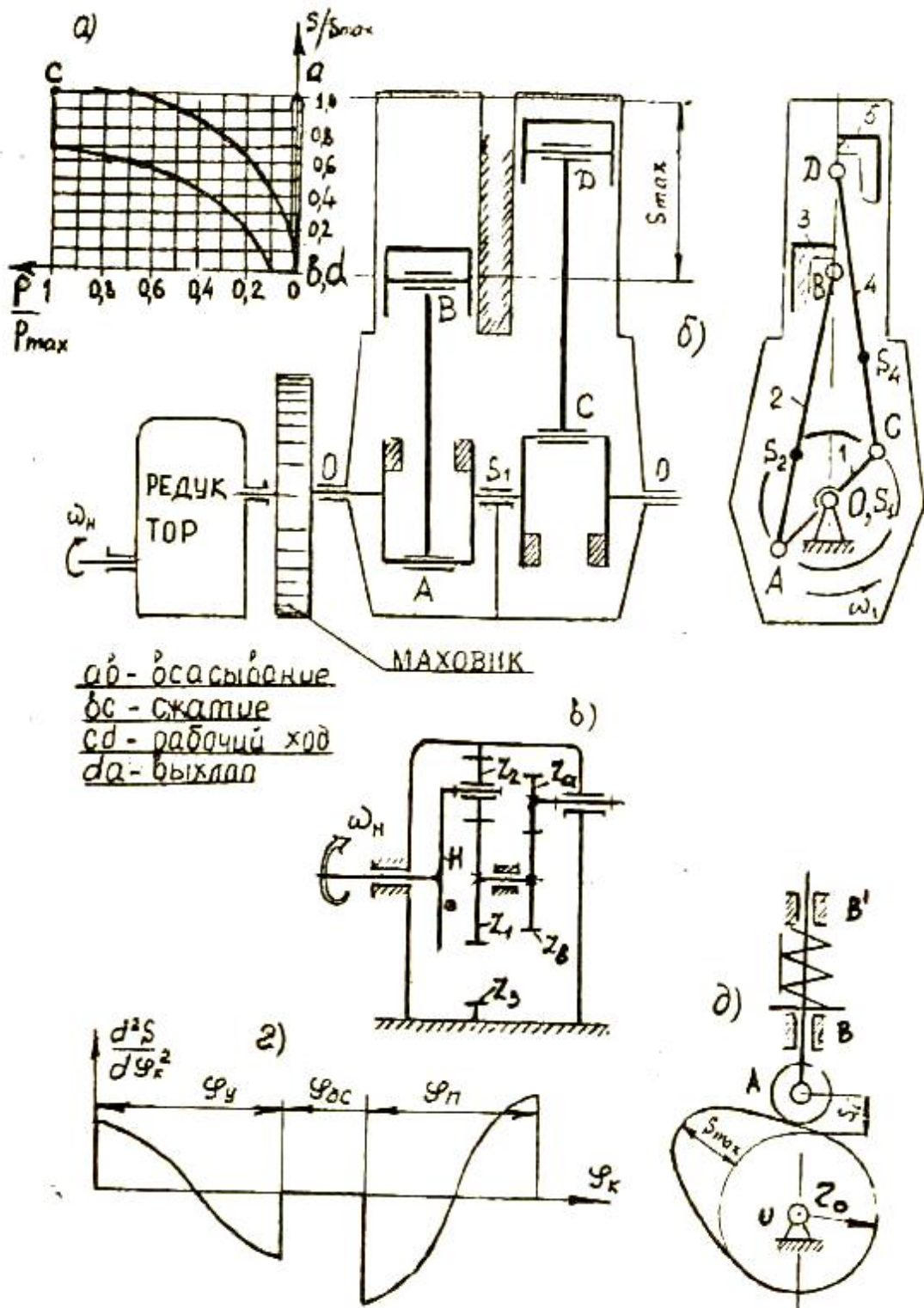
Центры масс звеньев 1, 2, 4 расположены соответственно в точках S_1, S_2, S_4 , а звеньев 3 и 5 - в точках B и D . Положения точек S_2 и S_4 определить из соотношения: $AS_2 = CS_4 = 0,32 AB$.

Рассчитать и построить эвольвентное зацепление для пары колес с числами зубьев z_a и z_b (рис. 2в).

При построении индикаторной диаграммы давление всасывания и выхлопа принять равным атмосферному, т. е. $0,098$ МПа.

Для всех вариантов принять:

- а) массу кривошипа OA равной 10 кг;
- б) допускаемый угол давления в кулачковом механизме $\nu_{\text{доп}} = 30^\circ$;
- в) приведенный момент сил полезного сопротивления постоянным за цикл установившегося движения.



Р и с. 2. Механизмы гусеничного трактора:

а — индикаторная диаграмма дизеля; б — схема рычажного механизма двигателя; в — схема планетарного механизма привода колес; г — диаграмма косинусоидального закона изменения аналога ускорения толкателя в кулачковом механизме; д — схема кулачкового механизма привода клапанов

Таблица 2 - Исходные данные для проектирования и исследования механизмов гусеничного трактора

| Параметр | Обозначение | | Числовые значения параметров для вариантов | | | | | | | | | |
|--|-----------------|-------------------|--|-------|-------|--------|-------|--------|-------|--------|--------|--------|
| | пара-метра | еди-ницы СИ | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| Средняя скорость ползуна 3 | V_{CP} | м/с | 14 | 12 | 13 | 15 | 16 | 17 | 13 | 13,5 | 12,5 | 17 |
| Частота вращения коленчатого вала (кривошипа OA) | n_1 | об/мин | 2200 | 2000 | 2100 | 2300 | 2400 | 2500 | 2200 | 2250 | 2100 | 2600 |
| Отношение длины шатуна AB к длине кривошипа OA | λ | — | 3,5 | 4,0 | 3,7 | 3,8 | 4,2 | 4,1 | 3,9 | 4,0 | 3,6 | 3,75 |
| Номера положений механизма для построения планов ускорений | — | — | 0,3,8 | 0,1,9 | 2,4,6 | 6,8,10 | 1,5,8 | 0,5,10 | 6,8,0 | 2,7,11 | 1,6,11 | 0,6,11 |
| Масса шатунов 2 и 4 | $m_2=m_4$ | кг | 2,9 | 4,8 | 3,6 | 4,2 | 4,5 | 5,0 | 4,3 | 4,6 | 3,8 | 4,0 |
| Масса ползунов 3 и 5 | $m_3=m_5$ | кг | 3,0 | 3,5 | 3,2 | 3,8 | 4,2 | 4,8 | 4,0 | 4,0 | 3,6 | 3,4 |
| Момент инерции кривошипа OA относительно оси O | I_0 | кг·м ² | 0,01 | 0,011 | 0,012 | 0,011 | 0,009 | 0,011 | 0,01 | 0,12 | 0,009 | 0,01 |
| Момент инерции шатунов относительно оси, проходящей через центр масс | $I_{S2}=I_{S2}$ | кг·м ² | 0,027 | 0,045 | 0,035 | 0,032 | 0,058 | 0,065 | 0,05 | 0,05 | 0,03 | 0,015 |
| Максимальное индикаторное давление | P_{max} | МПа | 5,8 | 5,4 | 6,0 | 6,3 | 6,8 | 7,0 | 4,4 | 5,0 | 4,8 | 6,6 |
| Диаметры цилиндров | D | м | 0,12 | 0,11 | 0,09 | 0,10 | 1,13 | 0,14 | 0,10 | 0,11 | 0,12 | 0,08 |
| Номер положения механизма для силового расчета | — | — | 3 | 9 | 4 | 10 | 8 | 17 | 12 | 2 | 13 | 15 |
| Коэффициент неравномерности движения механизма | δ | — | 0,04 | 0,05 | 0,04 | 0,05 | 0,04 | 0,05 | 0,04 | 0,05 | 0,04 | 0,05 |
| Максимальный ход толкателя в кулачковом механизме | S_{max} | мм | 15 | 13 | 14 | 13 | 12 | 14 | 13 | 14 | 15 | 16 |
| Фаза удаления | φ_y | град | 120 | 90 | 120 | 105 | 90 | 75 | 90 | 90 | 105 | 90 |
| Фаза дальнего стояния | $\varphi_{дс}$ | град | 30 | 45 | 30 | 45 | 30 | 10 | 10 | 30 | 45 | 45 |
| Фаза приближения | φ_n | град | 180 | 120 | 150 | 135 | 100 | 120 | 120 | 150 | 120 | 150 |
| Число зубьев колеса a | z_a | — | 15 | 12 | 14 | 12 | 11 | 16 | 10 | 11 | 10 | 13 |
| Модуль пары колес a, b | m | мм | 7 | 5 | 7 | 4 | 5 | 5 | 4 | 7 | 4 | 5 |
| Передаточное планетарного редуктора | $u_{1н}$ | — | 6,4 | 6 | 12,5 | 13 | 9,2 | 18,8 | 6,8 | 15 | 10,08 | 9,6 |

Таблица 2а - Исходные данные для построения индикаторной диаграммы

| | Сжатие | | | | | | | | | | | Рабочий ход | | | | | | | | | | |
|-------------------|--------|------|------|------|-----|------|------|------|------|-----|-----|-------------|-----|-----|-----|------|------|------|------|------|------|------|
| | 0 | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1 | 1 | 0,9 | 0,8 | 0,7 | 0,6 | 0,5 | 0,4 | 0,3 | 0,2 | 0,1 | 0 |
| s/S_{max} | 0 | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1 | 1 | 0,9 | 0,8 | 0,7 | 0,6 | 0,5 | 0,4 | 0,3 | 0,2 | 0,1 | 0 |
| ρ/ρ_{max} | 0 | 0,01 | 0,02 | 0,04 | 0,1 | 0,13 | 0,17 | 0,25 | 0,33 | 0,5 | 0,7 | 1 | 1 | 1 | 1 | 0,71 | 0,50 | 0,38 | 0,26 | 0,20 | 0,15 | 0,10 |

Задание №3

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ СТРОГАЛЬНОГО СТАНКА

Строгальный станок применяется для обработки плоских поверхностей деталей (рис. 3). Ползун 5, несущий резец, движется возвратно-поступательно. При движении ползуна вправо резец снимает стружку, при движении влево происходит холостой ход. Подача осуществляется перемещением обрабатываемого изделия. Для преобразования вращательного движения кривошипа O_1A в возвратно-поступательное движение ползуна применяется кулисный механизм O_1AO_3BC . Кривошип вращается со средней угловой скоростью ω , а кулиса O_3B качается относительно точки O_3 . Кулисный механизм позволяет получить большую скорость холостого хода по сравнению со скоростью рабочего хода. Для получения нужной скорости резания служит коробка передач.

Величину хода резца можно изменять в зависимости от длины обрабатываемой поверхности посредством изменения длины кривошипа O_1A .

Центры масс звеньев кулисного механизма расположены в точках S_1, S_3, S_4, S_5 .

Положения точек S_3 и S_4 находятся из условий: $O_3S_3 = 0,4 \cdot O_3B$; $BS_4 = 0,5 \cdot CB$.

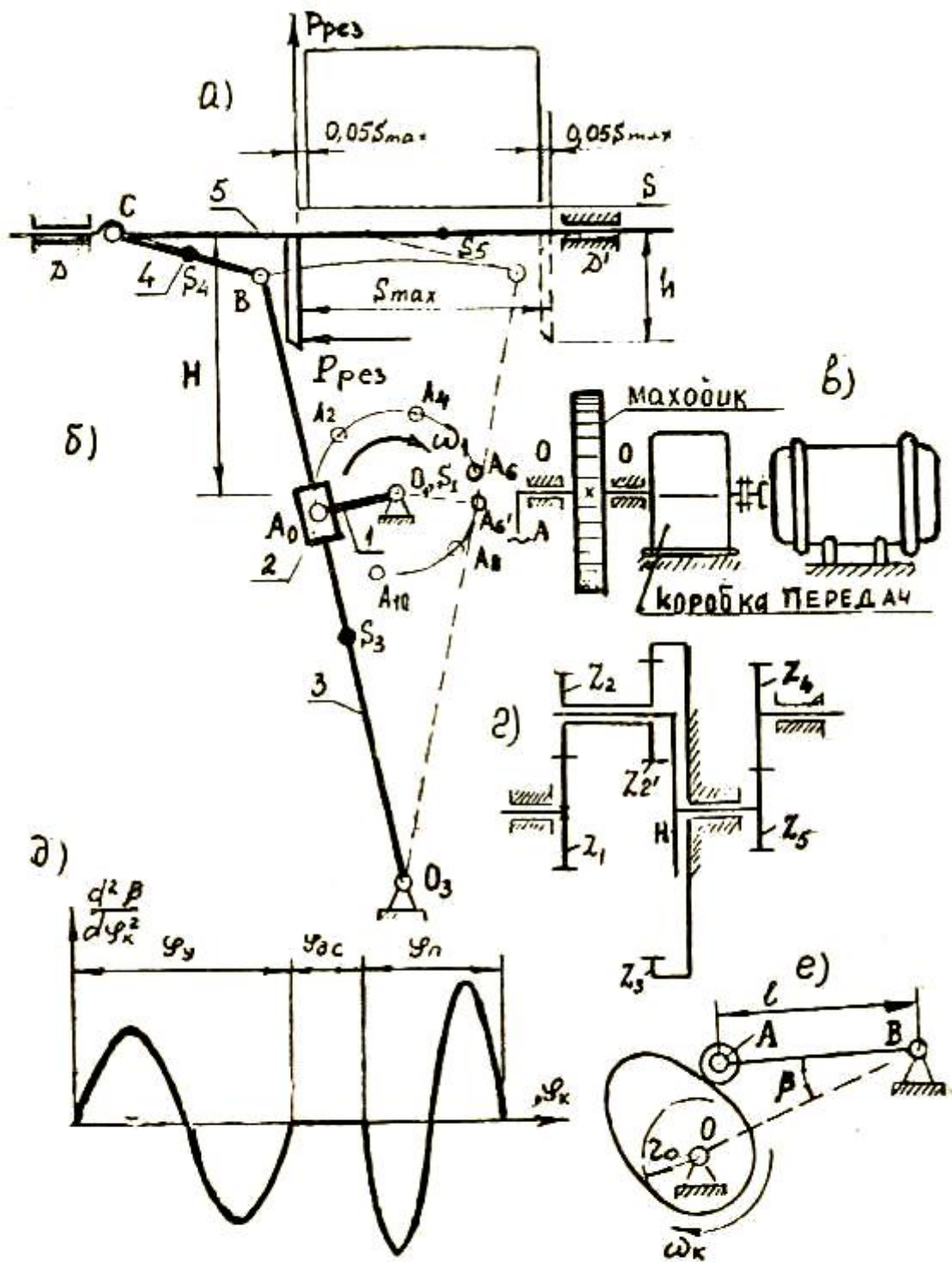
Расстояние от оси вращения кривошипа до направляющей DD' определите из условия $H = 0,95 (O_3B - O_1O_3)$.

Момент инерции кулисы O_3B относительно оси, проходящей через центр масс, вычислите по формуле $I_3 = 0,1 \cdot m_3 l_{O_3B}^2$.

Так как масса звена 2 на порядок меньше масс других звеньев, ею можно пренебречь. Геометрический расчет и построение эвольвентного зацепления произвести для шестерни 4 и колеса 5 с модулем 5 мм. Кинематические диаграммы построить для точки C звена 5.

Для всех вариантов принять:

- а) массу кривошипа O_1A равной 2 кг;
- б) массу шатуна BC равной 4 кг;
- в) допускаемый угол давления в кулачковом механизме $\nu_{\text{доп}} = 45^\circ$;
- г) момент движущих сил величиной постоянной за цикл установившегося движения



Р и с. 3. Механизмы строгального станка:

а — механическая характеристика станка; б — схема рычажного механизма строгального станка; в — схема машинного агрегата; г — схема планетарного механизма; д — диаграмма синусоидального закона изменения аналога ускорения коромысла в кулачковом механизме; е — схема кулачкового механизма

Таблица 3 - Исходные данные для проектирования и исследования механизмов поперечно-строгального станка

| Параметр | Обозначение | | Числовые значения параметров для вариантов | | | | | | | | | |
|--|----------------|-------------------|--|--------|-------|-------|-------|--------|--------|-------|--------|-------|
| | пара - метра | Единицы СИ | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| Ход суппорта 5 | S_{max} | м | 0,61 | 0,69 | 0,54 | 0,66 | 0,58 | 0,70 | 0,68 | 0,62 | 0,50 | 0,56 |
| Коэффициент изменения средней скорости звена 3 | K_v | — | 1,28 | 1,34 | 1,38 | 1,42 | 1,48 | 1,44 | 1,46 | 1,48 | 1,50 | 1,30 |
| Расстояние между осями | $l_{O_3O_1}$ | м | 0,50 | 0,60 | 0,40 | 0,62 | 0,48 | 0,58 | 0,38 | 0,42 | 0,40 | 0,50 |
| Высота резца | h | м | 0,10 | 0,12 | 0,14 | 0,13 | 0,11 | 0,12 | 0,13 | 0,11 | 0,10 | 0,14 |
| Длина шатуна | L_{CB} | м | 0,21 | 0,20 | 0,22 | 0,19 | 0,18 | 0,23 | 0,22 | 0,19 | 0,21 | 0,20 |
| Частота вращения кривошипа O_1A | n_1 | об/мин | 80 | 70 | 75 | 65 | 95 | 85 | 78 | 68 | 83 | 90 |
| Номера положений механизма для построения планов ускорений | — | — | 0,3,11 | 0,2,10 | 0,1,9 | 0,4,8 | 5,6,0 | 3,10,8 | 1,11,6 | 2,5,9 | 3,4,10 | 7,1,9 |
| Масса кулисы O_3B | m_3 | кг | 18 | 20 | 15 | 19 | 16 | 22 | 17 | 18 | 14 | 14 |
| Масса суппорта | m_5 | кг | 60 | 70 | 50 | 65 | 55 | 75 | 58 | 62 | 48 | 08 |
| Момент инерции колес коробки передач и кривошипа OA , приведенные к валу | L_{O1} | кг·м ² | 0,1 | 0,2 | 0,1 | 0,2 | 0,1 | 0,2 | 0,1 | 0,2 | 0,1 | 0,2 |
| Момент инерции шатуна CB относительно оси, проходящей через центр масс | L_{S4} | кг·м ² | 0,015 | 0,013 | 0,018 | 0,011 | 0,01 | 0,02 | 0,018 | 0,011 | 0,015 | 0,013 |
| Номера положений механизма для силового расчета | — | — | 11 | 0 | 1 | 4 | 5 | 8 | 6 | 5 | 3 | 1 |
| Коэффициент непавномерности движения механизма | δ | — | 0,05 | 0,04 | 0,05 | 0,04 | 0,05 | 0,04 | 0,05 | 0,04 | 0,05 | 0,04 |
| Сила резания | $P_{рез}$ | Н | 2000 | 2200 | 2500 | 2800 | 1800 | 1900 | 2200 | 3000 | 3200 | 2700 |
| Пепелаточное отношение планетарной части редуктора | $u_{пн}$ | — | 10,2 | 9,6 | 9,0 | 11,1 | 9,36 | 9,07 | 9,1 | 11,9 | 7,20 | 9,26 |
| Число зубьев колеса 4 | z_4 | — | 14 | 12 | 14 | 11 | 12 | 15 | 13 | 14 | 12 | 11 |
| Число зубьев колеса 5 | z_5 | — | 26 | 20 | 40 | 25 | 30 | 35 | 23 | 35 | 25 | 30 |
| Длина коромысла в кулачковом механизме | L_{AB} | м | 0,1 | 0,11 | 0,13 | 0,14 | 0,12 | 0,11 | 0,12 | 0,14 | 0,11 | 0,13 |
| Угловой ход коромысла | β_{max} | град | 20 | 20 | 18 | 15 | 18 | 20 | 20 | 15 | 20 | 18 |
| Фаза удаления | φ_y | град | 90 | 140 | 120 | 100 | 120 | 90 | 90 | 120 | 90 | 90 |
| Фаза дальнего стояния | $\varphi_{дс}$ | град | 40 | 40 | 10 | 40 | 40 | 20 | 20 | 30 | 10 | 10 |
| Фаза приближения | $\varphi_{п}$ | град | 120 | 100 | 75 | 60 | 90 | 60 | 75 | 150 | 90 | 120 |

Задание №4

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ПРОШИВНОГО ПРЕССА

Прошивной пресс предназначен для получения отверстий в тонком листовом материале и для насечки зубьев пил (рис. 4).

Кривошип 1 получает вращение от электродвигателя через редуктор. Через камень 2 движение передается кулисе 3, которая совершает возвратно-вращательное движение относительно оси O_3 . Далее посредством звена 4 пуансон 5 получает возвратно-поступательное движение и при рабочем ходе сверху вниз прошивает отверстие.

Подача материала на стол пресса осуществляется автоматически при помощи кулачкового механизма.

У к а з а н и я . Положение механизма, при котором кривошип O_1A перпендикулярен кулисе 3, а пуансон 5 занимает крайнее верхнее положение, принять во всех дальнейших расчетах и построениях за начальное. Центры масс звеньев 1 и 3 находятся в точках S_1 и S_3 . Координата центра масс звена 3 находится из условия $O_3S_3 = 0,6 \cdot O_1O_3$.

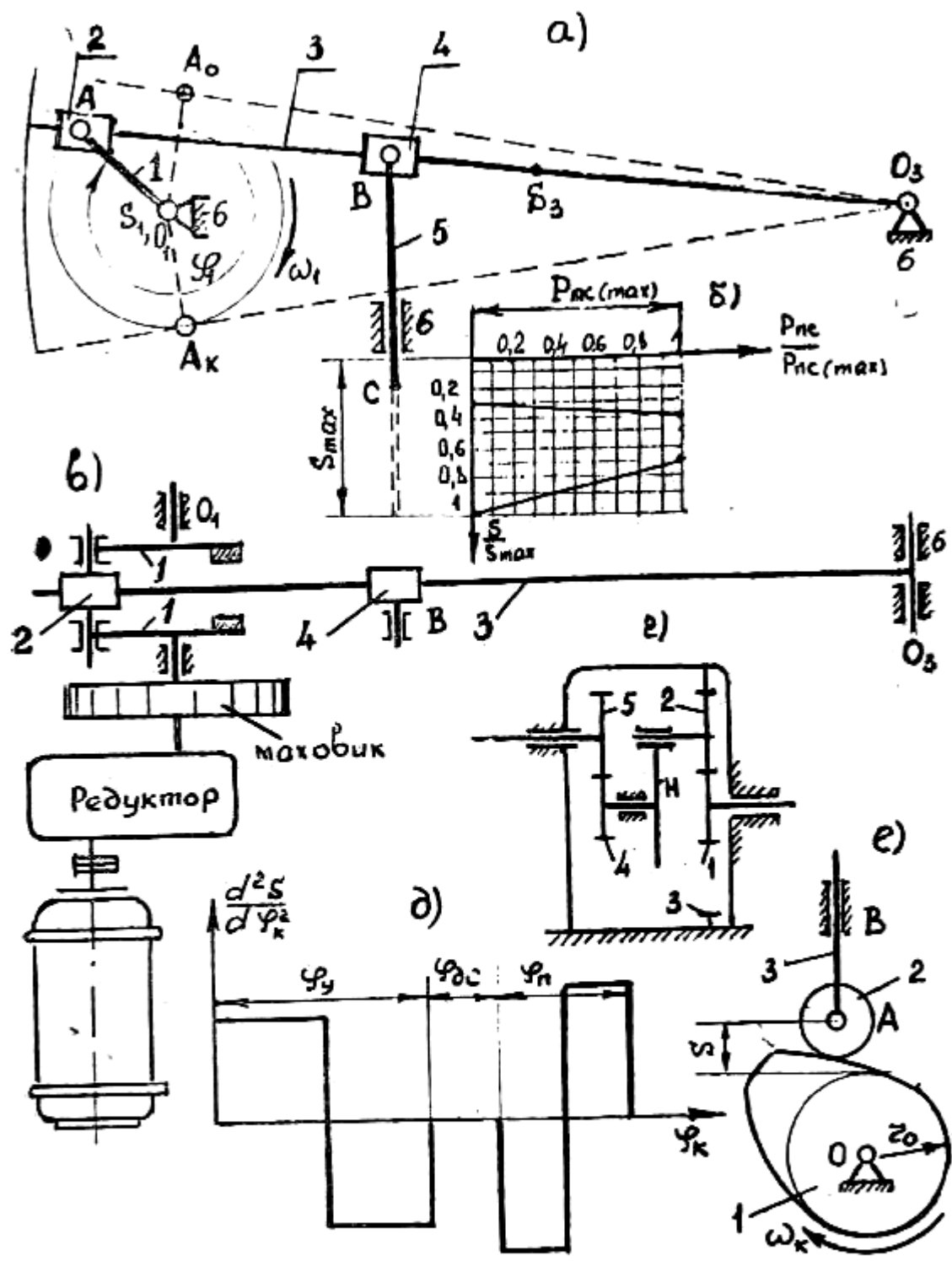
Так как массы звеньев 2 и 4 в десятки раз меньше массы звена 3, то в силовом и динамическом расчетах с достаточной степенью точности ими можно пренебречь.

Приведение сил полезного сопротивления произвести с учетом сил тяжести кулисы 3 и пуансона 5.

Геометрический расчет зубчатой передачи произвести для шестерни 4 и колеса 5.

Для всех вариантов принять:

- а) допустимый угол давления в кулачковом механизме $\nu_{\text{доп}} = 30^\circ$;
- б) приведенный к валу O_1 момент движущих сил постоянным за цикл установившегося движения;
- в) модуль шестерни 4 и колеса 5 равным 8 мм.



Р и с. 4. Механизмы прошивного пресса:

а — схема рычажного механизма пресса; б — механическая характеристика прошивного пресса; в — схема машинного агрегата; г — схема кулачкового механизма; д — диаграмма параболического закона изменения ускорения толкателя в кулачковом механизме; е — схема кулачкового механизма.

Таблица 4 - Исходные данные для проектирования и исследования механизмов прошивного прессы

| Параметр | Обозначение | | Числовые значения параметров для вариантов | | | | | | | | | |
|---|----------------------|-------------------|--|--------|-------|--------|-------|--------|--------|-------|--------|-------|
| | параметра | единицы СИ | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| Коэффициент изменения средней скорости кулисы 3 | K_V | — | 1,25 | 1,32 | 1,25 | 1,28 | 1,35 | 1,30 | 1,18 | 1,22 | 1,27 | 1,20 |
| Частота вращения кривошипа O_1A | n_1 | об/мин | 130 | 120 | 125 | 120 | 130 | 125 | 120 | 130 | 125 | 130 |
| Расстояние между осями | O_1A | м | 1,28 | 1,30 | 1,35 | 1,28 | 1,18 | 1,16 | 1,14 | 1,08 | 1,10 | 1,16 |
| Расстояние до оси пуансона от ТОЧКИ O_3 | X | м | 0,40 | 0,45 | 0,45 | 0,50 | 0,52 | 0,45 | 0,50 | 0,48 | 0,40 | 0,85 |
| Номера положений механизма для построения планов ускорений | — | — | 0,3,9 | 2,К,10 | 4,0,8 | 5,К,11 | 4,0,9 | К,3,10 | 0,2,11 | 0,4,К | 2,К,11 | 0,4,8 |
| Масса кривошипа O_1A | m_1 | кг | 4 | 5 | 6 | 7 | 5 | 4 | 5 | 3 | 3 | 4 |
| Масса кулисы 3 | m_3 | кг | 20 | 22 | 24 | 25 | 20 | 18 | 18 | 15 | 16 | 17 |
| Масса пуансона 5 | m_5 | кг | 12 | 14 | 16 | 15 | 10 | 9 | 8 | 6 | 7 | 8 |
| Момент инерции кривошипа O_1A относительно оси O_1 | I_{O1} | кг·м ² | 0,02 | 0,05 | 0,04 | 0,03 | 0,02 | 0,03 | 0,04 | 0,03 | 0,02 | 0,03 |
| Момент инерции кулисы 3 относительно оси, проходящей через центр масс | I_{sa} | кг·м ² | 2,56 | 2,8 | 3,24 | 3,2 | 2,36 | 2,1 | 2,05 | 1,62 | 1,76 | 1,95 |
| Максимальная сила сопротивления пуансона 5 | $P_{ПC(max)}$ | Н | 800 | 780 | 850 | 870 | 900 | 920 | 750 | 730 | 720 | 700 |
| Номера положений механизма для силового расчета | — | — | 3 | 2 | 4 | 7 | 3 | 3 | 4 | 4 | 10 | 9 |
| Коэффициент неравномерности движения механизма | δ | — | 1/16 | 1/14 | 1/15 | 1/19 | 1/17 | 1/12 | 1/15 | 1/18 | 1/12 | 1/18 |
| Пепелаточное отношение планетарной части редуктора | u_{IH} | — | 7,5 | 6,40 | 6,0 | 5,8 | 8,5 | 8,0 | 4,60 | 5,5 | 5,0 | 4,8 |
| Число зубьев шестерни 4 | z_4 | — | 12 | 10 | 14 | 13 | 16 | 11 | 10 | 11 | 15 | 13 |
| Число зубьев колеса 5 | z_5 | — | 35 | 36 | 30 | 25 | 40 | 25 | 25 | 30 | 35 | 30 |
| Максимальный ход толкателя | S_{max} | мм | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 13 | 12 | 11 | 10 | 13 |
| Фаза удаления | φ_y | град | 70 | 90 | 80 | 90 | 100 | 90 | 120 | 60 | 100 | 60 |
| Фаза дальнего стояния | $\varphi_{дс}$ | град | 40 | 20 | 40 | 30 | 30 | 60 | 20 | 40 | 40 | 45 |
| Фаза приближения | $\varphi_{п}$ | град | 120 | 120 | 60 | 150 | 120 | 120 | 90 | 90 | 120 | 120 |
| Исходные данные для построения механической характеристики прессы | | | | | | | | | | | | |
| Отношение текущего перемещения пуансона к максимальному | S/S_{max} | | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 1 | | |
| Отношение текущего значения силы сопротивления к максимальному | $P_{тр}/P_{ПC(max)}$ | | 0 | 0 | 0,4 | 1 | 1 | 1 | 1 | 0 | | |

Задание №5

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

На рис. 5а показана схема рычажного четырехзвенного механизма O_1ABO_3C соломонабивателя, который служит для набивания соломы и уплотнения ее в бункере зерноуборочного комбайна.

Кривошип O_1A вращается со средней угловой скоростью ω_1 . Движение ему передается от двигателя комбайна посредством ременной передачи.

С шатуном AB жестко закреплена гребенка AC , совершающая плоскопараллельное движение. При движении коромысла O_3B из левого крайнего положения в правое крайнее положение гребенка проталкивает солому в бункер. При движении коромысла O_3B против часовой стрелки происходит холостой ход.

Указания. За начало отсчета во всех последующих вычислениях принять положение механизма, при котором кривошип занимает положение O_1A_0 , соответствующее левому крайнему положению звена 3.

Кинематические диаграммы построить для звена 3.

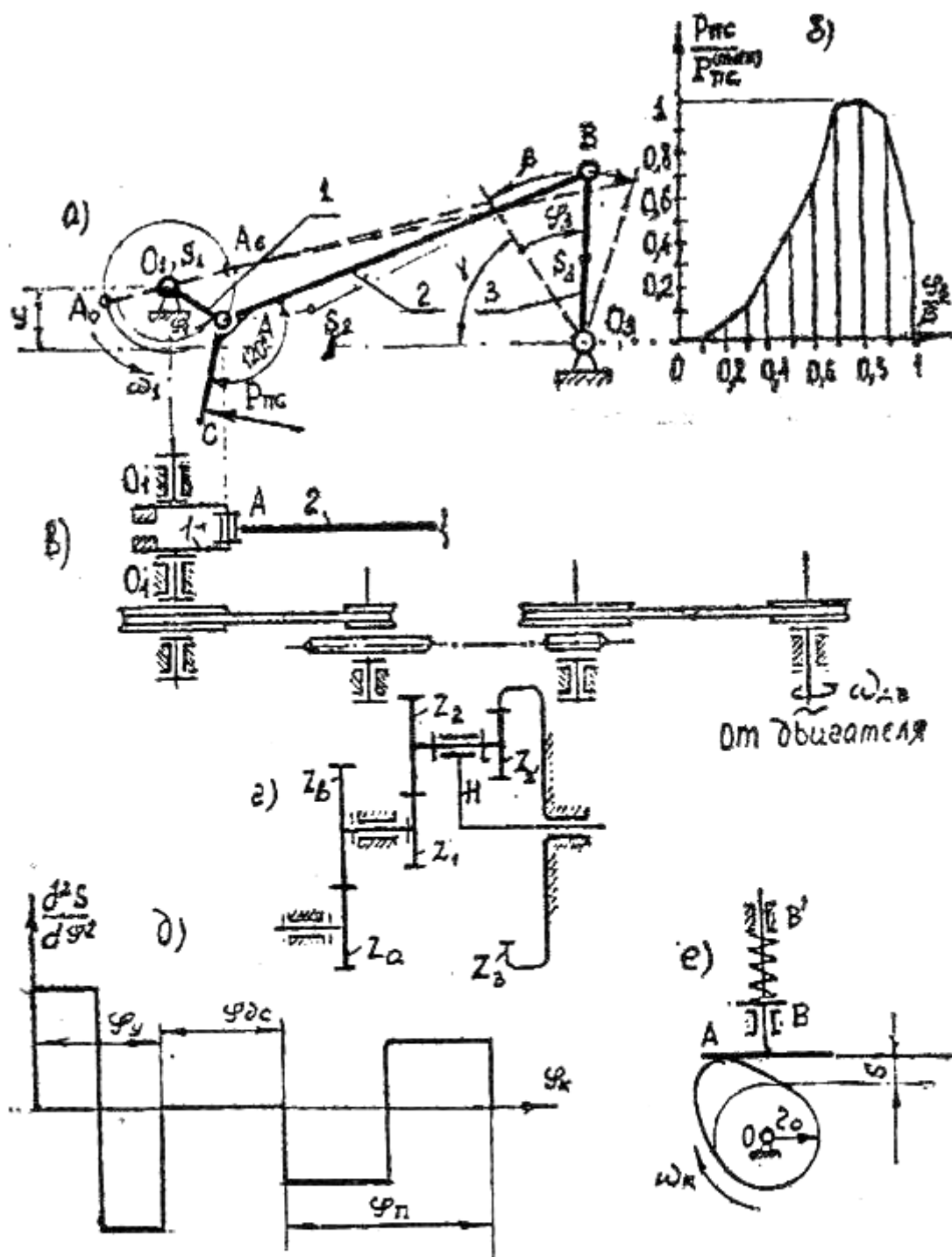
Центры масс звеньев находятся в точках S_1 , S_2 , S_3 . Точка S_1 совпадает с точкой O_1 . Положения точек S_2 и S_3 находятся из условий $AS_2 = 0,24 AB$, $BS_2 = 0,80 AB$, $S_3O_3 = 0,35 BO_3$.

Точка C приложения силы полезного сопротивления находится из условия $AC = 0,25 AB$.

Угол давления в кулачковом механизме принять равным 0° .

Приведение сил полезного сопротивления произвести с учетом силы тяжести звена 2.

Геометрический расчет зубчатой передачи произвести для шестерни z_a и колеса z_b . Модуль этих колес принять равным 6 мм для всех вариантов.



Р и с. 5. Механизмы зерноуборочного комбайна:

а — схема рычажного механизма соломонабивателя; б — диаграмма изменения усилия набиванию соломы в бункер; в — схема машинного агрегата; г — схема планетарного механизма; д — диаграмма параболического закона изменения ускорения толкателя в кулачковом механизме; е — схема кулачкового механизма

Таблица 5 - Исходные данные для проектирования и исследования механизмов зерноуборочного комбайна

| Параметр | Обозначение | | Числовые значения параметров для вариантов | | | | | | | | | |
|---|------------------------|-------------------|--|--------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|--------|
| | параметра | Единицы СИ | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| Коэффициент изменения средней скорости звена 3 | K_V | — | 1,19 | 1,17 | 1,16 | 1,15 | 1,14 | 1,18 | 1,13 | 1,11 | 1,12 | 1,10 |
| Угол размаха коромысла 3 | β | град | 39 | 42 | 44 | 47 | 45 | 40 | 48 | 50 | 49 | 52 |
| Длина коромысла 3 | l_{O3B} | м | 0,50 | 0,55 | 0,60 | 0,64 | 0,66 | 0,68 | 0,48 | 0,52 | 0,58 | 0,70 |
| Угловая координата крайнего положения звена 3 | γ | град | 45 | 47 | 49 | 52 | 55 | 57 | 59 | 61 | 63 | 65 |
| Расстояние между центрами вращения O и O ₃ по оси 9 | $У$ | м | 0,20 | 0,25 | 0,28 | 0,22 | 0,30 | 0,24 | 0,20 | 0,18 | 0,16 | 0,32 |
| Угловая скорость кривошипа O ₁ A | ω | рад/с | 6,5 | 8,0 | 8,5 | 6,0 | 6,8 | 7,0 | 7,8 | 7,2 | 6,2 | 8,2 |
| Номера положений механизма для построения планов ускорений | — | — | 0,1,11 | 0,2,10 | 0,3,9 | 0,4,8 | 9,5,7 | 6,1,7 | 6,2,8 | 6,3,9 | 6,4,10 | 6,5,11 |
| Масса кривошипа O ₁ A | m_1 | кг | 10 | 11 | 12 | 13 | 11 | 12 | 9 | 8 | 9 | 13 |
| Масса шатуна AB | m_2 | кг | 27 | 28 | 30 | 36 | 28 | 28 | 28 | 28 | 28 | 28 |
| Масса коромысла O ₃ B | m_3 | кг | 7 | 8 | 9 | 10 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 |
| Моменты инерции звеньев относительно осей, проходящих через центры масс | I_{s1} | кг·м ² | 0,05 | 0,06 | 0,07 | 0,08 | 0,09 | 0,1 | 0,05 | 0,04 | 0,03 | 0,11 |
| | I_{s2} | кг·м ² | 2,4 | 2,6 | 2,8 | 3,0 | 3,5 | 3,5 | 2,2 | 2,0 | 1,5 | 4,0 |
| | I_{s2} | кг·м ² | 0,15 | 0,17 | 0,20 | 0,25 | 0,28 | 0,30 | 0,14 | 0,12 | 0,10 | 0,33 |
| Коэффициент изменения средней скорости звена 3 | K_V | — | 1,19 | 1,17 | 1,16 | 1,15 | 1,14 | 1,18 | 1,13 | 1,11 | 1,12 | 1,10 |
| Угол размаха коромысла 3 | β | град | 39 | 42 | 44 | 47 | 45 | 40 | 48 | 50 | 49 | 52 |
| Коэффициент неравномерности движения рычажного механизма | δ | — | 0,15 | 0,18 | 0,2 | 0,16 | 0,21 | 0,22 | 0,19 | 0,17 | 0,14 | 0,23 |
| Максимальная сила полезного сопротивления | P_{nc} | Н | 400 | 450 | 490 | 560 | 600 | 580 | 500 | 470 | 620 | 700 |
| Номера положений механизма для силового расчета | — | — | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 8 | 3 | 4 | 5 |
| Ход толкателя в кулачковом механизме | S_{max} | мм | 8 | 9 | 10 | 7 | 11 | 6 | 12 | 8 | 10 | 6 |
| Фаза удаления | φ_y | град | 60 | 60 | 90 | 80 | 70 | 75 | 100 | 150 | 140 | 120 |
| Фаза дальнего стояния | $\varphi_{дс}$ | град | 10 | 30 | 20 | 45 | 10 | 30 | 20 | 10 | 20 | 30 |
| Фаза приближения | φ_n | град | 150 | 120 | 90 | 100 | 75 | 150 | 120 | 60 | 90 | 120 |
| Передаточное отношение планетарного механизма | u_{aH} | — | 18,75 | 22,5 | 25 | 13,8 | 18,4 | 23,6 | 15 | 21,3 | 14,3 | 25 |
| Число зубьев колеса b | z_b | — | 30 | 26 | 27 | 18 | 17 | 20 | 15 | 16 | 20 | 30 |
| Число зубьев колеса a | z_a | — | 16 | 15 | 14 | 13 | 12 | 11 | 10 | 12 | 14 | 12 |
| Исходные данные для построения механической характеристики пресса | | | | | | | | | | | | |
| Отношение текущего перемещения звена 3 к максимальному | $\Phi_3/\Phi_{3(max)}$ | | 0,1 | 0,3 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1,0 | | | |
| Отношение текущего значения силы сопротивления к максимальному | $P_{пс}/P_{пс(max)}$ | | 0 | 0,15 | 0,65 | 0,95 | 1 | 0,9 | 0,7 | | | |

Задание №6

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ДВУХ СТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА

Двухступенчатый компрессор предназначен для получения сжатого воздуха (газа), в основу которого положен кривошипно-ползунный механизм ОАВ. Компрессор приводится в движение электромотором через одноступенчатый редуктор, состоящий из двух цилиндрических колес z_a и z_b .

Сжатие воздуха осуществляется ступенчато: при движении поршня влево воздух всасывается из атмосферы в полость I ступени и при движении поршня 3 вправо сжимается в ней до давления p^I_{max} . После чего выталкивается в воздухоотборник, из которого сжатый воздух поступает по трубопроводу в полость II ступени. Это происходит при открытии клапана, рассчитанного на давление p^I_{max} . Поршень 3 компрессора - ступенчатый, двух диаметров: D_1 - первой ступени, D_2 - второй ступени. Рабочая площадь первой ступени представляет собой круг, второй ступени - кольцо. В дальнейшем воздух сжимается до давления p^{II}_{max} и поступает к потребителю. Процесс сжатия воздуха в каждой ступени описывается соответствующими индикаторными диаграммами (рис. 6б).

Указания. За начало отсчета следует принять то положение кривошипа OA , при котором поршень 3 занимает крайнее левое положение.

Центры масс звеньев 1, 2, 3 находятся соответственно в точках O , S_2 и B . Положение точки S_2 определяется из условия $AS_2 = 0,25 AB$.

Индикаторную диаграмму построить для точки В поршня 3, считая при этом, что точки h и d совпадают, а точки f и b лежат на одной вертикальной прямой.

Геометрический расчет зубчатой передачи произвести для шестерни «а» и колеса «b».

Для всех вариантов принять:

а) частоту вращения ротора двигателя равной 1400 об/мин;

б) максимальное давление в 1-й ступени равным 0,2 МПа;

в) угол давления в кулачковом механизме $\nu_{доп} = 45^0$;

г) момент движущих сил величиной постоянной за цикл установившегося движения.

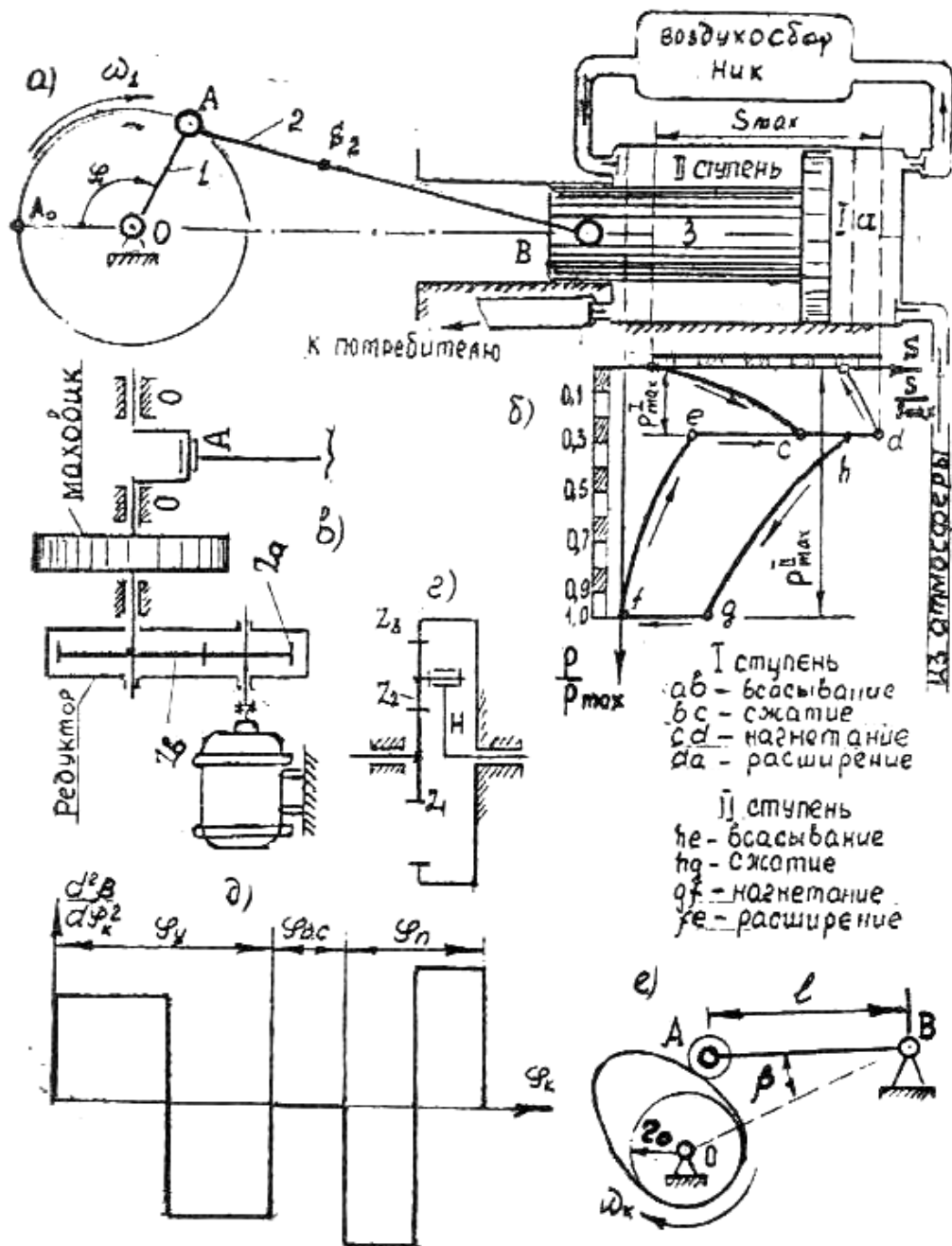


Рис. 6. Механизмы двухступенчатого компрессора:

а — схема рычажного механизма поршневого компрессора; б — индикаторная диаграмма давления воздуха в компрессоре; в — схема машинного агрегата; г — схема планетарного механизма; д — диаграмма параболического закона изменения аналога ускорения коромысла в кулачковом механизме; е — схема кулачкового механизма

Таблица 6 - Исходные данные для проектирования и исследования механизмов двухступенчатого компрессора

| Параметр | Обозначение | | Числовые значения параметров для вариантов | | | | | | | | | |
|---|----------------|-------------------|--|------------|-------|-------|----------------|-------|-------|------------|--------|--------|
| | пара-метра | Единицы СИ | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| Частота вращения кривошипа OA | n_1 | об/мин | 500 | 540 | 560 | 600 | 620 | 640 | 660 | 700 | 720 | 740 |
| Средняя скорость ползуна 3 | V_{cp} | м/с | 3,3 | 4,8 | 5,3 | 3,9 | 4,4 | 5,2 | 3,2 | 4,2 | 5,5 | 5,0 |
| Отношение длины шатуна AB к длине кривошипа OA | λ | — | 3,9 | 4 | 4,1 | 4,4 | 3,8 | 4,3 | 3,9 | 4,4 | 4,1 | 4 |
| Номера положений механизма для построения планов ускорений | — | — | 0,1,11 | 0,2,10 | 0,3,9 | 0,4,8 | 0,5,7 | 6,1,7 | 6,2,8 | 6,3,9 | 6,4,10 | 6,5,11 |
| Диаметр поршня первой ступени | D_1 | м | 0,20 | 0,19 | 0,18 | 0,7 | 0,16 | 0,15 | 0,14 | 0,13 | 0,12 | 0,11 |
| Диаметр поршня второй ступени | D_2 | м | 0,17 | 0,10 | 0,15 | 0,14 | 0,13 | 0,12 | 0,11 | 0,1 | 0,10 | 0,09 |
| Масса кривошипа OA | m_1 | кг | 2 | 2,5 | 1,8 | 1,6 | 2 | 2,5 | 1,6 | 1,5 | 2 | 1,6 |
| Масса шатуна AB | m_2 | кг | 4,0 | 4,5 | 3,5 | 3,0 | 4,0 | 4,5 | 3,5 | 3,0 | 4,0 | 3,5 |
| Масса ползуна 3 | m_3 | кг | 6 | 5,5 | 5 | 4,5 | 4,2 | 4,0 | 3,8 | 3,5 | 3,2 | 3,0 |
| Моменты инерции звеньев относительно осей, проходящих через центры масс | I_{s1} | кг·м ² | 0,12 | 0,11 | 0,10 | 0,08 | 0,07 | 0,06 | 0,09 | 0,1 | 0,10 | 0,07 |
| | I_{s2} | кг·м ² | 0,06 | 0,08 | 0,05 | 0,04 | 0,08 | 0,08 | 0,04 | 0,03 | 0,05 | 0,07 |
| Максимальное давление второй ступени цилиндра | P_{max} | МПа | 0,37 | 0,40 | 0,44 | 0,48 | 0,52 | 0,54 | 0,58 | 0,62 | 0,64 | 0,68 |
| Положение механизма для силового расчета | — | — | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 |
| Частота вращения кривошипа OA | n_1 | об/мин | 500 | 540 | 560 | 600 | 620 | 640 | 660 | 700 | 720 | 740 |
| Коэффициент неравномерности движения механизма | δ | — | 1/85 | 1/80 | 1/90 | 1/85 | 1/80 | 1/90 | 1,90 | 1,80 | 1,90 | 1,60 |
| Максимальный угол размаха коромысла в кулачковом механизме | β_{max} | град | 15 | 12 | 18 | 14 | 16 | 13 | 15 | 14 | 17 | 18 |
| Длина коромысла AB | l | м | 0,15 | 0,18 | 0,14 | 0,2 | 0,2 | 0,22 | 0,17 | 0,14 | 0,12 | 0,2 |
| Фаза удаления | φ_y | град | 90 | 120 | 150 | 60 | 75 | 90 | 120 | 120 | 60 | 75 |
| Фаза дальнего стояния | $\varphi_{дс}$ | град | 15 | 30 | 10 | 30 | 30 | 20 | 15 | 30 | 20 | 20 |
| Фаза приближения | φ_n | град | 120 | 80 | 60 | 120 | 100 | 90 | 100 | 60 | 180 | 90 |
| Число зубьев шестерни редуктора | z_a | — | 24 | 22 | 20 | 21 | 19 | 18 | 17 | 15 | 14 | 14 |
| Модуль пары колес z_a и z_b | m | мм | 5 | 6 | 8 | 5 | 6 | 8 | 5 | 6 | 8 | 5 |
| Передаточное отношение планетарного механизма | u_{1H} | — | 5,4 | 6 | 4,8 | 4,5 | 5,2 | 5,8 | 6,2 | 4,4 | 4,9 | 5,6 |
| Исходные данные для построения механической характеристики прессы | | | | | | | | | | | | |
| Отношение текущего значения к максимальному | Первая ступень | | | | | | Вторая ступень | | | | | |
| | сжатие | | | нагнетание | | | сжатие | | | нагнетание | | |
| s/s_{max} | 0 | 0,3 | 0,6 | 1 | 0,9 | 0,8 | 1 | 0,6 | 0,45 | 0 | 0,1 | 0,16 |
| p/p_{max} | 0 | 0,1 | 0,3 | 0,3 | 0,1 | 0 | 0,3 | 0,68 | 1 | 1 | 0,47 | 0,3 |

Задание №7

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ МЕМБРАННОГО НАСОСА

Мембранный насос предназначен для откачки жидкости с небольших глубин. Мембрана б насоса (рис. 7а) приводится в движение от электродвигателя, имеющего частоту вращения 1440 об/мин, через редуктор и шестизвенный рычажный механизм.

При движении штока 5 вниз жидкость нагнетается к потребителю. В это время всасывающий клапан закрыт. При движении штока 5 вверх происходит всасывание жидкости в насос из резервуара.

Характер изменения давления в цилиндре насоса представлен индикаторной диаграммой (рис. 7б), причем давление всасывания можно принять равным атмосферному, т. е. $p = 0,09$ МПа.

У к а з а н и я . За начало отсчета во всех последующих построениях и вычислениях следует принять то положение механизма, при котором шток 5 находится в крайнем верхнем положении.

Центры масс звеньев рычажного механизма расположены в точках O_1, S_3, S_4 . Положения точек S_2, S_3, S_4 находятся из условий $AS_2 = 0,5 AB$, $BS_3 = 0,5 BD$, $DS_4 = 0,5 DE$.

Планетарную передачу спроектировать для второй ступени редуктора (колеса 4, 5, 6).

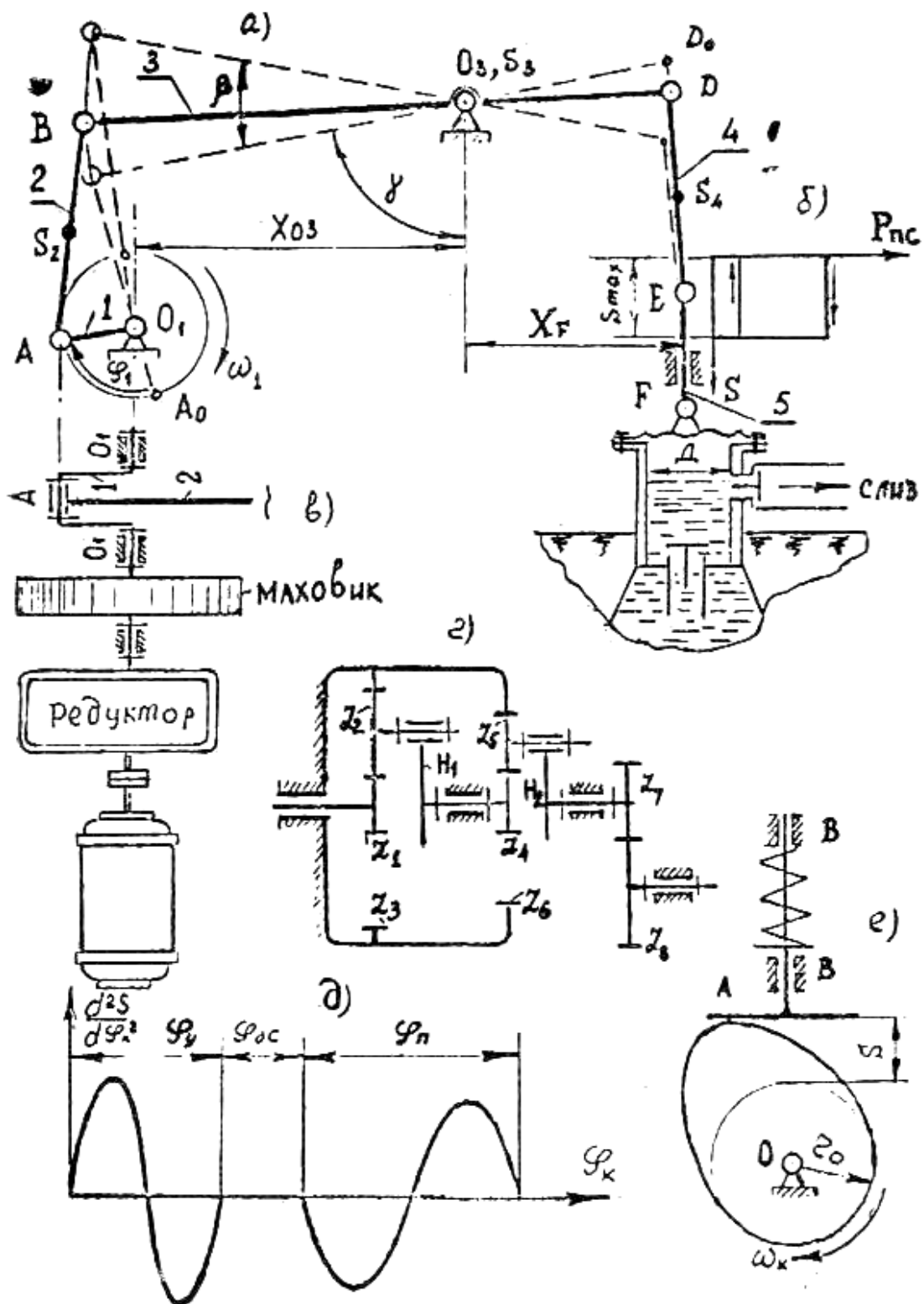
Моменты инерции звеньев 2, 3 и 4 относительно осей, проходящих через их центры масс, вычислить по формуле

$$I_s = \frac{ml^2}{12}$$

Геометрический расчет зубчатой передачи произвести для шестерни 7 и колеса 8.

Для всех вариантов принять:

- а) массу звена 1 равной 2 кг;
- б) угол давления в кулачковом механизме $\nu_{\text{доп}} = 0$;
- в) передаточное отношение 1-й ступени планетарного механизма равным 4;
- г) момент движущих сил, приведенный к валу O_1 , величиной постоянной.



Р и с. 7. Механизмы мембранного насоса:

а — схема рычажного механизма привода мембраны; б — диаграмма изменения нагрузки на мембрану; в — схема машинного агрегата; г — схема планетарной и простой ступени редуктора; д — диаграмма синусоидального закона изменения аналога ускорения коромысла в кулачковом механизме; е — схема кулачкового механизма

Таблица 7 - Исходные данные для проектирования и исследования механизмов мембранного насоса

| Параметр | Обозначение | | Числовые значения параметров для вариантов | | | | | | | | | |
|---|----------------|-------------------|--|-------|-------|--------|--------|-------|-------|-------|-------|--------|
| | пара-метра | Единицы СИ | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| Частота вращения кривошипа O_1A | n_1 | об/мин | 60 | 65 | 70 | 75 | 80 | 55 | 72 | 62 | 58 | 66 |
| Коэффициент изменения средней скорости коромысла BO_3 | K_v | — | 1,12 | 1,13 | 1,21 | 1,16 | 1,22 | 1,19 | 1,18 | 1,11 | 1,14 | 1,20 |
| Угловая кооплината крайнего положения звена BO_3 | γ | град | 70 | 65 | 60 | 75 | 75 | 65 | 70 | 60 | 70 | 80 |
| Угол размаха коромысла BO_3 | β | град | 40 | 40 | 38 | 35 | 30 | 35 | 35 | 32 | 30 | 30 |
| Длина левого рычага коромысла BO_3 | l_{BO_3} | и | 0,22 | 0,24 | 0,23 | 0,22 | 0,25 | 0,20 | 0,19 | 0,26 | 0,30 | 0,32 |
| Расстояние между центрами O_1 и O_3 | O_3 | м | 0,05 | 0,08 | 0,06 | 0,07 | 0,09 | 0,05 | 0,05 | 0,10 | 0,12 | 0,13 |
| Длина коромысла BD | l_{BD} | м | 0,36 | 0,38 | 0,39 | 0,38 | 0,40 | 0,38 | 0,32 | 0,40 | 0,44 | 0,46 |
| Расстояние до направляющей штока | X_F | м | 0,3 | 0,33 | 0,35 | 0,3 | 0,2 | 0,25 | 0,35 | 0,38 | 0,4 | 0,30 |
| Номера положений кривошипа для построения планов ускорений | — | — | 0,3,9 | 0,1,8 | 0,4,7 | 2,8,10 | 6,8,11 | 5,8,9 | 0,5,8 | 2,6,8 | 3,6,8 | 0,2,11 |
| Масса шатуна AB | m_2 | кг | 10 | 8 | 6 | 12 | 9 | 9,5 | 13 | 14 | 15 | 11 |
| Масса коромысла BD | m_3 | кг | 8 | 9 | 10 | 10 | 11 | 9,5 | 7 | 12 | 13 | 13 |
| Масса шатуна DE | m_4 | кг | 2 | 2,5 | 3 | 2 | 1,8 | 2 | 3 | 3,4 | 3,5 | 2 |
| Масса штока 5 и мембраны 6 | m_5 | кг | 4,3 | 3,9 | 4 | 4,5 | 4,0 | 4,2 | 4,5 | 4 | 5 | 5,5 |
| Моменты инерции звеньев относительно осей, проходящих через центры масс | I_{S_2} | | 0,25 | 0,18 | 0,14 | 0,28 | 0,3 | 0,28 | 0,35 | 0,35 | 0,1 | 0,2 |
| | I_{S_3} | кг·м ² | 0,17 | 0,13 | 0,1 | 0,20 | 0,18 | 0,14 | 0,22 | 0,24 | 0,28 | 0,15 |
| | I_{S_4} | кг·м ² | 0,08 | 0,07 | 0,06 | 0,09 | 0,1 | 0,09 | 0,11 | 0,11 | 0,12 | 0,07 |
| Привеленный к валу O момент инерции редуктора и кривошипа OA | I_0 | кг·м ² | 0,8 | 0,9 | 0,95 | 0,75 | 0,85 | 0,65 | 0,58 | 0,91 | 1,02 | 0,60 |
| Давление в цилиндре (при нагнетании) | p | МПа | 0,120 | 0,110 | 0,125 | 0,115 | 0,123 | 0,118 | 0,130 | 0,112 | 0,132 | 0,135 |
| Диаметр цилиндра | D | м | 0,09 | 0,08 | 0,1 | 0,09 | 0,08 | 0,08 | 0,095 | 0,075 | 0,097 | 0,1 |
| Номера положений кривошипа OA для силового расчета | — | — | 3 | 1 | 4 | 2 | 6 | 5 | 5 | 2 | 3 | 2 |
| Коэффициент неравномерности движения | δ | — | 0,18 | 0,19 | 0,20 | 0,17 | 0,19 | 0,18 | 0,20 | 0,18 | 0,20 | 0,17 |
| Хол толкателя кулачкового механизма | s_{max} | мм | 18 | 16 | 15 | 17 | 22 | 20 | 17 | 19 | 21 | 18 |
| Фаза удаления | φ_y | град | 100 | 110 | 90 | 90 | 90 | 75 | 60 | 60 | 75 | 80 |
| Фаза дальнего стояния | $\varphi_{дс}$ | град | 30 | 30 | 30 | 60 | 10 | 20 | 45 | 45 | 20 | 20 |
| Фаза приближения | φ_n | град | 60 | 90 | 120 | 150 | 180 | 90 | 150 | 120 | 110 | 60 |
| Число зубьев колеса 7 | z_7 | — | 14 | 12 | 16 | 11 | 14 | 15 | 16 | 12 | 14 | 10 |
| Число зубьев колеса 8 | z_8 | — | 21 | 26 | 28 | 24 | 40 | 30 | 34 | 36 | 85 | 25 |
| Модуль колес 7 и 8 | t | мм | 4 | 5 | 3 | Л | 4 | 3 | 5 | 3 | 3 | 5 |

Задание №8

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ КОМБАЙНА

На рис. 8 представлена кинематическая схема механизма очистки зерна от половы зерноуборочного комбайна. Движение от двигателя посредством ременной передачи передается кривошипу 1, который, совершая полный оборот вокруг неподвижной оси O_1 приводит в движение звенья 2, 3, 4 и 5.

На шатуне 4 укреплено решето, на которое подается смесь зерна и половы. Благодаря встряхивающим движениям звена 4, более тяжелые частицы проваливаются через отверстие в решетке, а легкие выносятся вентилятором наружу.

Силой полезного сопротивления в данном механизме является сила тяжести звена 4 с решетом и очищаемым зерном. Эту силу с некоторым приближением заменяем постоянным моментом сопротивления M_{nc} приведенным к звену 5, причем будем считать, что при повороте коромысла O_5D из левого крайнего положения в правое совершается рабочий ход и при обратном движении холостой ход.

У к а з а н и я . Центры масс звеньев рычажного механизма расположены: у звеньев 2, 4, 5 - в их серединах, у звена 3 - на пересечении медиан.

Расстояния между осями O_3O_5 по осям X и Y принять соответственно равными $X_{O_5} = X_{O_3} + 0,9CD$, $Y_{O_5} = 1,25DO_5$.

Кинематические диаграммы $\varphi_5 = \varphi_5(t)$, $\omega_5 = \omega_5(t)$, $\varepsilon_5 = \varepsilon_5(t)$ построить для звена DO_5 .

Геометрический расчет зубчатой передачи произвести для шестерни a и колеса b .

Для всех вариантов принять:

- а) угол BO_3C звена 3 равным 150° ;
- б) допускаемый угол давления в кулачковом механизме $\nu_{доп} = 45^\circ$;
- в) приведенный к валу O_1 момент сил движущих величиной постоянной за цикл установившегося движения;
- г) модуль у шестерни d и колеса b равным 5 мм.

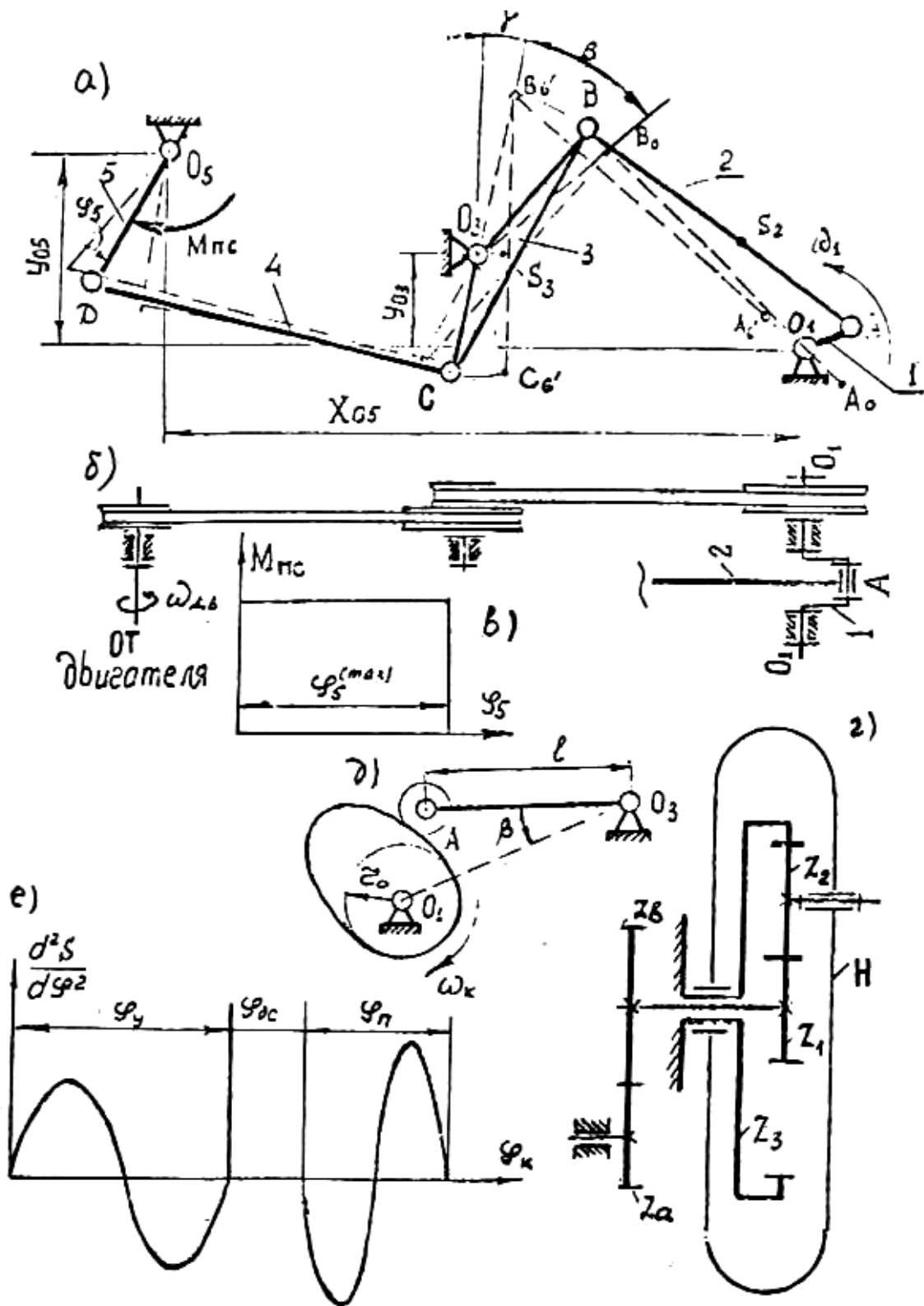


Рис. 8. Механизмы комбайна:
 а — схема рычажного механизма очистки; б — схема машинного агрегата; в — диаграмма изменения нагрузки на звено 5; г — схема планетарного редуктора; д — схема кулачкового механизма; е — диаграмма синусоидального закона изменения аналога ускорения коромысла кулачкового механизма

Таблица 8 - Исходные данные для проектирования и исследования механизмов зерноуборочного комбайна

| Параметр | Обозначение | | Числовые значения параметров для вариантов | | | | | | | | | |
|--|----------------|-------------------|--|--------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | параметра | Единицы СИ | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| Частота вращения кривошипа O_1A | n_1 | об/мин | 200 | 210 | 220 | 230 | 240 | 250 | 190 | 180 | 170 | 260 |
| Коэффициент изменения скорости хода звена 3 | K_v | — | 1,12 | 1,11 | 1,13 | 1,11 | 1,14 | 1,11 | 1,12 | 1,11 | 1,10 | 1,13 |
| Угол размаха коромысла O_3B | φ_3 | град | 39 | 42 | 45 | 40 | 41 | 42 | 44 | 45 | 36 | 38 |
| Длина коромысла 3 | l_{O_3B} | м | 0,29 | 0,30 | 0,31 | 0,32 | 0,33 | 0,34 | 0,28 | 0,27 | 0,26 | 0,35 |
| Расстояние между центрами O_1 и O_3 | U_{O_3} | м | 0,15 | 0,16 | 0,17 | 0,16 | 0,18 | 0,19 | 0,14 | 0,14 | 0,13 | 0,20 |
| Длина плеча O_3C | l_{O_3C} | м | 0,19 | 0,20 | 0,21 | 0,22 | 0,23 | 0,24 | 0,18 | 0,17 | 0,16 | 0,25 |
| Угловая координата крайнего положения коромысла CO_3B | γ | град | 16 | 17 | 18 | 19 | 22 | 25 | 15 | 13 | 10 | 7 |
| Длина шатуна CD | l_{CD} | м | 0,72 | 0,75 | 0,78 | 0,81 | 0,83 | 0,86 | 0,70 | 0,68 | 0,65 | 0,90 |
| Длина коромысла DO_5 | l_{DO_5} | м | 0,24 | 0,25 | 0,26 | 0,27 | 0,28 | 0,29 | 0,23 | 0,22 | 0,21 | 0,30 |
| Номера положений механизма для построения планов ускорений | — | — | 0,1,11 | 0,2,10 | 0,3,9 | 0,4,8 | 0,5,7 | 0,6,9 | 6,5,8 | 6,4,9 | 6,3,7 | 6,2,1 |
| Масса звена 2 | m_2 | кг | 5 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 4,5 | 5 | 5 | 6 |
| Масса звена 3 | m_3 | кг | 6 | 6 | 7 | 7,2 | 7,5 | 8 | 5,8 | 5,6 | 5,5 | 7,8 |
| Масса звена 4 | m_4 | кг | 22 | 25 | 27 | 30 | 32 | 35 | 20 | 28 | 25 | 30 |
| Масса звена 5 | m_5 | кг | 3,5 | 3,8 | 4 | 4,2 | 4,5 | 4,8 | 3,3 | 3 | 2,5 | 5 |
| Номер положения механизма для силового расчета | — | — | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 8 | 9 | 7 | 2 |
| Моменты инерции звеньев 2, 3, 4, 5 относительно осей, проходящих через центры масс | I_{S_2} | кг·м ² | 1 | 1,2 | 1,3 | 1,5 | 1,6 | 1,4 | 0,9 | 0,8 | 0,7 | 1,5 |
| | I_{S_3} | кг·м ² | 0,17 | 0,2 | 0,22 | 0,24 | 0,26 | 0,3 | 0,15 | 0,13 | 0,11 | 0,35 |
| | I_{S_4} | кг·м ² | 0,95 | 1,17 | 1,36 | 1,04 | 1,84 | 2,15 | 0,8 | 1,08 | 0,88 | 2,0 |
| | I_{S_5} | кг·м ² | 0,01 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,03 | 0,03 | 0,02 | 0,01 | 0,01 | 0,04 |
| Момент сил полезного сопротивления | $M_{ПС}$ | Н·м | 84 | 88 | 93 | 97 | 100 | 110 | 80 | 78 | 72 | 120 |
| Максимальный угол подъема коромысла в кулачковом механизме | β | град | 15 | 15 | 12 | 14 | 13 | 14 | 15 | 16 | 15 | 14 |
| Длина коромысла | l_{O_3A} | мм | 0,15 | 0,16 | 0,18 | 0,14 | 0,15 | 0,13 | 0,16 | 0,13 | 0,14 | 0,18 |
| Фаза удаления | φ_y | град | 105 | 75 | 120 | 60 | 75 | 105 | 90 | 80 | 90 | 90 |
| Фаза дальнего стояния | $\varphi_{дс}$ | град | 10 | 30 | 20 | 30 | 15 | 15 | 30 | 30 | 45 | 45 |
| Фаза приближения | φ_n | град | 150 | 120 | 150 | 120 | 150 | 75 | 120 | 100 | 150 | 120 |
| Передаточное отношение планетарного редуктора | $u_{пн}$ | — | 4,1 | 4,3 | 4,5 | 4,6 | 4,8 | 5,1 | 5,3 | 5,5 | 5,7 | 5,9 |
| Число зубьев колеса а | z_a | — | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 11 | 12 | 13 |
| Число зубьев колеса б | z_b | — | 18 | 19 | 20 | 21 | 24 | 26 | 30 | 21 | 23 | 25 |

Задание №9

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ КОЛЕСНОГО ЕРАКТОРА

На рис. 9 представлен спаренный кривошипно-ползунный механизм четырехтактного двигателя внутреннего сгорания. Данные механизмы служат для преобразования поступательного движения поршня во вращательное движение кривошипа O_1A (коленчатого вала). В таких двигателях динамический цикл отличается от кинематического и равен двум оборотам коленчатого вала O_1A . Этот двигатель многоцилиндровый, но в целях упрощения расчетов и ввиду их полной аналогии для каждого цилиндра все расчеты произвести только для двух цилиндров. При этом маховик получится несколько завышенной массы.

У к а з а н и я . За начало отсчета во всех последующих построениях и расчетах следует принять то положение механизма, при котором поршень 3 находится в нижней мертвой точке.

Кинематические диаграммы построить для ползуна 3.

Центры масс звеньев 1, 2, 4 расположены соответственно в точках S_1, S_2, S_4 , а звеньев 3 и 5 - в точках B и C . Положения точек S_2 и S_4 определить из условия $AS_2=AS_4=0,32 AB$.

Геометрический расчет эвольвентного зацепления произвести для шестерни 4 и колеса 5, модуль которых равен 6 мм.

При построении индикаторной диаграммы давление всасывания и выхлопа принять равным атмосферному, т. е. $\approx 0,098$ МПа.

Для всех вариантов принять:

а) угол развала осей $\gamma = 90^\circ$;

б) допускаемый угол давления в кулачковом механизме $\nu_{\text{доп}} = 30^\circ$;

в) массу кривошипа $O_1A m_1 = 16$ кг;

г) приведенный момент сил полезного сопротивления постоянным за цикл установившегося движения.

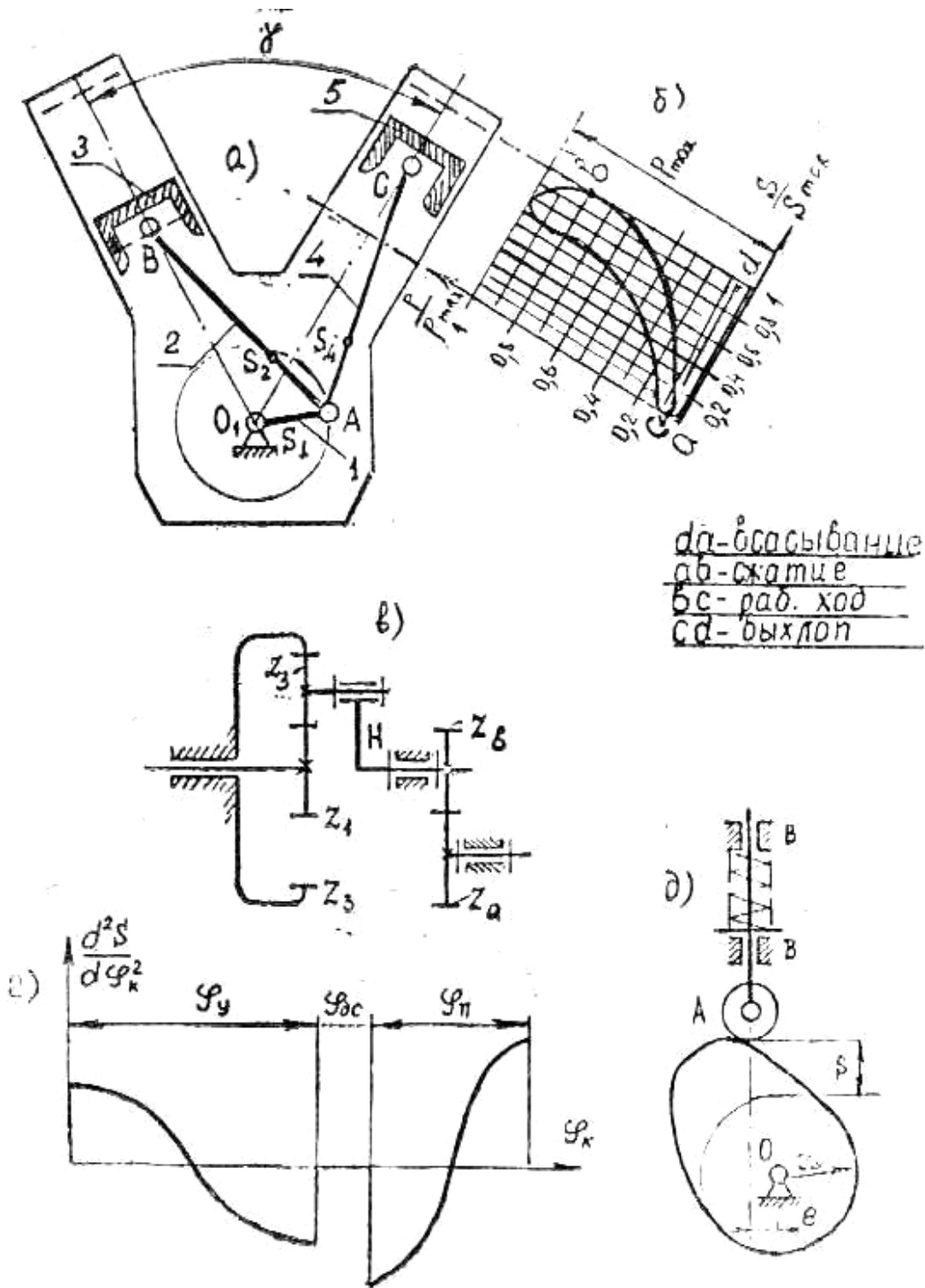


Рис. 9. Механизмы колесного трактора

а — схема рычажного механизма двигателя; б — индикаторная диаграмма; в — схема зубчатого механизма; г — диаграмма косинусоидального закона изменения аналога ускорения толкателя кулачкового механизма; д — схема кулачкового механизма

Таблица 9 - Исходные данные для проектирования исследования механизмов колесного трактора

| Параметр | Обозначение | | Числовые значения параметров для вариантов | | | | | | | | | |
|--|----------------|------------|--|--------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|--------|
| | параметра | Единицы СИ | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| Средняя скорость поршня | V_{cp} | м/с | 10,6 | 11,2 | 7,9 | 8,0 | 10,8 | 10,2 | 10,4 | 13,7 | 10,0 | 14 |
| Частота вращения кривошипа O_1A | n_1 | об/мин | 1600 | 1100 | 1400 | 1500 | 1800 | 1700 | 1900 | 1850 | 2000 | 1500 |
| Отношение длины шатуна AB к длине кривошипа OA | λ | — | 3,5 | 3,7 | 3,9 | 4,0 | 4,2 | 4,4 | 3,8 | 3,6 | 4,1 | 4,2 |
| Номера положений механизма для построения планов ускорений | — | | 0,1,11 | 0,2,10 | 0,3,9 | 0,4,8 | 0,5,7 | 6,1,7 | 6,2,8 | 6,3,9 | 6,4,10 | 6,5,11 |
| Максимальное индикаторное давление | P_{max} | МПа | 7,0 | 6,8 | 6,5 | 6,4 | 6,2 | 6,0 | 5,6 | 5,3 | 4,9 | 4,5 |
| Диаметры цилиндров | $D_1 = D_2$ | м | 0,08 | 0,09 | 0,10 | 0,11 | 0,12 | 0,13 | 0,14 | 0,15 | 0,11 | 0,12 |
| Масса кривошипа | m_1 | кг | 15 | 16 | 14 | 13 | 18 | 19 | 12 | 20 | 11 | 21 |
| Массы шатунов 2 и 4 | $m_2 = m_4$ | кг | 3,8 | 3,9 | 3,6 | 3,4 | 4,1 | 4,2 | 3,0 | 4,4 | 3,0 | 4,6 |
| Массы поршней 3 и 5 | $m_3 = m_5$ | кг | 3,2 | 3,3 | 3,0 | 2,9 | 3,4 | 3,5 | 2,8 | 3,6 | 2,7 | 3,7 |
| Номер положения механизма для силового расчета | — | — | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 |
| Коэффициент неравномерности движения механизма | δ | — | 1/90 | 1/88 | 1/85 | 1/82 | 1/80 | 1/84 | 1/90 | 1/70 | 1/75 | 1/75 |
| Максимальный ход толкателя в кулачковом механизме | S_{max} | мм | 12 | 12 | 15 | 15 | 14 | 14 | 13 | 13 | 15 | 14 |
| Фаза удаления | φ_y | град | 90 | 76 | 120 | 75 | 75 | 90 | 105 | 120 | 100 | 60 |
| Фаза дальнего стояния | $\varphi_{дс}$ | град | 45 | 40 | 30 | 20 | 15 | 30 | 40 | 30 | 30 | 45 |
| Фаза приближения | φ_n | град | 120 | 105 | 105 | 90 | 120 | 105 | 120 | 150 | 150 | 90 |
| Передаточное отношение планетарного редуктора | $u_{пн}$ | — | 7,5 | 6,0 | 8,2 | 5,8 | 7,0 | 4,5 | 5,4 | 6,5 | 4,8 | 5,8 |
| Число зубьев колеса 5 | z_5 | — | 21 | 18 | 17 | 16 | 20 | 21 | 22 | 24 | 23 | 25 |
| Число зубьев колеса 4 | z_4 | — | 11 | 10 | 11 | 10 | 12 | 13 | 14 | 15 | 12 | 13 |

Таблица 9 а - Исходные данные для построения индикаторной диаграммы

| | Сжатие | | | | | | | | | | | Рабочий ход | | | | | | | | | |
|-------------|--------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|-------------|-----|------|------|------|------|------|------|------|---|
| S/S_{max} | 1 | 0,9 | 0,8 | 0,7 | 0,6 | 0,5 | 0,4 | 0,3 | 0,2 | 0,1 | 0 | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1 |
| P/P_{max} | 0 | 0,02 | 0,04 | 0,06 | 0,09 | 0,13 | 0,18 | 0,25 | 0,34 | 0,45 | 0,7 | 0,98 | 0,8 | 0,57 | 0,43 | 0,33 | 0,28 | 0,17 | 0,13 | 0,09 | 0 |

Задание №10

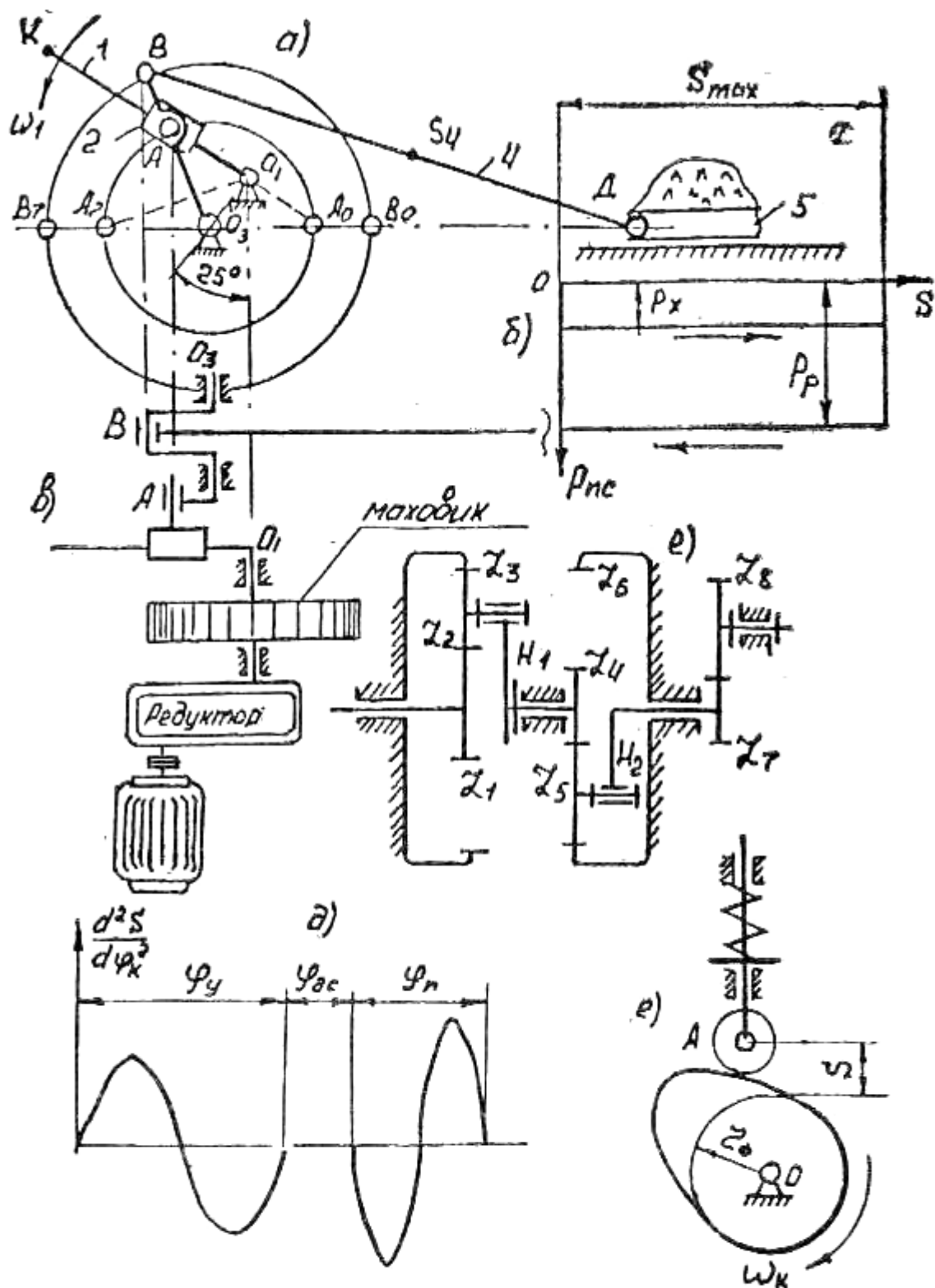
ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ КАЧАЮЩЕГОСЯ КОНВЕЙЕРА

Качающиеся конвейеры (грохоты) применяются для транспортирования и сепарации различных сыпучих и кусковых материалов: зерна, руды, торфа, угля и т. п. Перемещение материала по лотку рис. 10(а значит, его сепарация через малые отверстия в днище желоба) происходит в те моменты времени, когда силы инерции, действующие на частицы материала, превышают силу трения между лотком и материалом, т. е. $fmg \leq ma_0$, или $fg < a_0'$ где f - коэффициент трения скольжения материала по желобу; a_0 - некоторое значение ускорения желоба, при котором происходит отрыв частиц материала от желоба. Кроме сепарации, осуществляется перемещение и крупных частиц материала по лотку в одну сторону, пока они не будут сброшены с него. Чтобы осуществить сброс материала в одну сторону, колебания конвейера в разные стороны не должны быть симметричными.

У к а з а н и я . Силой полезного сопротивления в данном механизме служит сила трения, возникающая при движении желоба по направляющей. С некоторым приближением ее можно считать так: $P_{nc} = f(m_5 + m_m)$ для рабочего хода и $P_{nc} = fm_5$ - для холостого хода.

За начало отсчета во всех последующих построениях принять то положение механизма, при котором желоб 5 находится в крайнем правом положении. Центры масс звеньев 1, 3, 4 расположены в точках S_1, S_3, S_4 , которые определяются из условий: $O_1S_1 = 0,2 O_3B$, $O_3S_3 = 0,3 O_3B$, $BS_4 = 0,4 BD$.

Подобрать числа зубьев и число сателлитов для 2-й ступени планетарного редуктора. Геометрический расчет зубчатой передачи произвести для шестерни 7 и колеса 8. Угол давления в кулачковом механизме равен 30° $\nu_{доп} = 30^\circ$.



Р и с. 10. Механизмы качающегося конвейера:
 а — схема рычажного механизма конвейера; б — диаграмма изменения нагрузки на конвейер; в — схема машинного агрегата; г — схема планетарного механизма; д — диаграмма синусоидального закона изменения аналога ускорения толкателя кулачкового механизма; е — схема кулачкового механизма

Таблица 10 - Исходные данные для проектирования и исследования качающегося конвейера

| Параметр | Обозначение | | Числовые значения параметров для вариантов | | | | | | | | | |
|---|----------------|-------------------|--|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | параметра | Единицы СИ | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| Расстояние между центрами O_1O_3 | $l_{O_1O_3}$ | м | 0,05 | 0,04 | 0,04 | 0,06 | 0,06 | 0,05 | 0,05 | 0,04 | 0,05 | 0,06 |
| Длина коромысла | l_{O_3A} | м | 0,15 | 0,18 | 0,20 | 0,20 | 0,18 | 0,16 | 0,22 | 0,25 | 0,19 | 0,16 |
| Частота вращения кривошипа 1 | n_1 | об/мин | 75 | 66 | 45 | 55 | 60 | 40 | 35 | 30 | 52 | 70 |
| Номера положений механизма для построения планов ускорения | — | — | 0,3,10 | 0,1,8 | 0,3,8 | 0,4,6 | 0,6,7 | 1,7,3 | 2,6,8 | 3,5,9 | 4,3,9 | 5,2,1 |
| Масса кривошипа 1 | m_1 | кг | 7 | 8 | 9 | 9 | 8 | 7 | 10 | 11 | 8 | 7 |
| Масса звена 3 | m_3 | кг | 6 | 9 | 10 | 10 | 10 | 8 | 12 | 12 | 9 | 7 |
| Масса шатуна ВД | m_4 | кг | 20 | 22 | 25 | 24 | 21 | 18 | 25 | 28 | 20 | 21 |
| Масса желоба 5 | m_5 | кг | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 |
| Масса материала | m_m | кг | 100 | 100 | 120 | 120 | 100 | 100 | 150 | 150 | 100 | 100 |
| Моменты инерции звеньев 1, 3, 4 относительно осей, проходящих через центры масс | I_{S_1} | кг·м ² | 0,05 | 0,06 | 0,07 | 0,08 | 0,06 | 0,05 | 0,09 | 0,1 | 0,07 | 0,05 |
| | I_{S_2} | кг·м ² | 0,06 | 0,07 | 0,08 | 0,08 | 0,07 | 0,06 | 0,08 | 0,09 | 0,08 | 0,06 |
| | I_{S_3} | кг·м ² | 2,2 | 2,5 | 2,8 | 2,7 | 2,3 | 2,0 | 2,8 | 3,1 | 2,2 | 2,8 |
| Коэффициент трения желоба о направляющие | f | — | 0,30 | 0,35 | 0,40 | 0,45 | 0,50 | 0,30 | 0,35 | 0,40 | 0,45 | 0,50 |
| Коэффициент неравномерности движения рычажного механизма | δ | — | 1/3 | 1/3 | 1/3 | 1/4 | 1/4 | 1/4 | 1/3 | 1/4 | 1/3 | 1/4 |
| Номера положений механизма для силового расчета | — | — | 3 | 1 | 3 | 4 | 6 | 3 | 6 | 5 | 9 | 2 |
| Ход толкателя в кулачковом механизме | S_{max} | мм | 20 | 22 | 18 | 15 | 19 | 14 | 18 | 20 | 24 | 21 |
| Фаза удаления | φ_y | град | 60 | 70 | 75 | 90 | 100 | 110 | 120 | 150 | 140 | 120 |
| Фаза дальнего стояния | $\varphi_{дс}$ | град | 45 | 45 | 45 | 30 | 30 | 30 | 15 | 45 | 45 | 40 |
| Фаза приближения | $\varphi_{п}$ | град | 140 | 130 | 125 | 120 | 110 | 90 | 80 | 75 | 70 | 60 |
| Передаточное отношение планетарного механизма | u_{18} | — | 30 | 39,2 | 40,5 | 46,8 | 40 | 37,8 | 37,4 | 53,5 | 10,3 | 54 |
| Передаточное отношение первой ступени | u_{4H_2} | — | 4 | 6 | 5 | 6 | 5 | 4 | 4 | 5 | 5 | 6 |
| Число зубьев колеса 7 | z_7 | — | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 11 | 10 | 13 | 12 | 14 |
| Число зубьев колеса 8 | z_8 | — | 18 | 17 | 27 | 26 | 35 | 20 | 17 | 24 | 22 | 21 |
| Модуль пары колес 7, 8 | m | мм | 8 | 10 | 10 | 10 | 10 | 8 | 8 | 10 | 8 | 3 |

Литература

1. Артоболовский И. И. Теория механизмов и машин. М., 1975.
2. Фролов К. В., Попов С. А. и др. Теория механизмов и машин. М., 1987.
3. Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин. М., 1973.
4. Юдин В. А., Петрокас Л. В. Теория механизмов и машин. М., 1977.
5. Левитский Н. И. Теория механизмов и машин. М., 1979.
6. Попов С. А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин. М., 1986.
7. Внеаудиторная самостоятельная работа студентов бакалавриата по дисциплине «Прикладная механика»: учебное пособие/В.В. Очинский, А.А. Кожухов, В.А. Лиханос, А.В. Бобрышов, Б.П. Фокин, Л.И. Яковлева. Ставрополь, 2015. Ч. I. 32 с.
8. Внеаудиторная самостоятельная работа студентов бакалавриата по дисциплине «Прикладная механика»: учебное пособие/В.В. Очинский, А.А. Кожухов, В.А. Лиханос, А.В. Бобрышов, Б.П. Фокин, Л.И. Яковлева. Ставрополь, 2015. Ч. II. 36 с.
9. Внеаудиторная самостоятельная работа студентов бакалавриата по дисциплине «Прикладная механика»: учебное пособие/В.Е. Кулаев, В.А. Лиханос, А.В. Орлянский, А.Н. Петенев, А.В. Бобрышов, А.А. Кожухов, Б.П. Фокин, Л.И. Яковлева, И.А. Орлянская, В.Ю. Гальков, Д.С. Калугин/Ставропольский гос. аграрный ун-т. Ставрополь, 2015. Ч. III. 68 с.
10. Яковлева Л.И. Студенческие олимпиады по графическим дисциплинам / Л.И. Яковлева, В.Ю. Гальков, И.А. Мельникова// Обучение и воспитание: методика и практика. 2014. №16. С.174-176.
11. Муфты механические для соединения валов, конструкция и основные принципы проверочных расчетов на прочность: учебное пособие/В. Е. Кулаев, А. В. Орлянский, Л. И. Яковлева, Д. С. Калугин, В. А. Лиханос, В. Ю. Гальков, Е. В. Кулаев. Ставрополь, 2014. 48 с.
12. Подъемно-транспортные машины. Лабораторная работа № 1. Грузоподъемные машины/В.Е. Кулаев, В.А. Лиханос, А.В. Орлянский, А.Н. Петенев, А.В. Бобрышов, Л.И. Яковлева, В.Ю. Гальков, И.А. Орлянская; СтГАУ. Ставрополь, 2014. 16 с.
13. Гальков В. Ю., Петенев А. Н., Яковлева Л. И. Направления развития и принципы формирования системы высшего профессионального образования//Научно-методические аспекты повышения эффективности современного образования: сб. науч.-метод. конф. Ставрополь, 2015. С. 29-35.

14. Яковлева Л.И., Петенев А.Н., Гальков В.Ю. Взаимосвязь профессиональной компетентности студентов и активные методы обучения//Научно-методические аспекты повышения эффективности современного образования: сб. науч.-метод. конф. Ставрополь, 2015. С. 189-193.

15. Расчет основных параметров механизма подъема грузоподъемного крана с выбором необходимого тормозного устройства: метод пособие/В. Е. Кулаев, А. В. Орлянский, Л. И. Яковлева, В. А. Лиханос, В. Ю. Гальков, Е. В. Кулаев, Д. С. Калугин. Ставрополь, 2014. 24 с.

16. Кулаев Е.В. Ленточные транспортеры для перемещения сельскохозяйственных грузов /Е.В. Кулаев, В.Ю. Гальков, Л.И. Яковлева, И.В. Журавлев//Актуальные проблемы научно-технического прогресса в АПК: материалы XI Междунар. науч.-практ. конф., посвящ. 65-летию факультета механизации сельского хозяйства, в рамках XVII Международной агропромышленной выставки «Агроуниверсал -2015». Ставрополь, 2015. С. 227-232.

17. Системный контроль текущих знаний студентов как способ повышения качества учебного процесса / Л.И. Яковлева, В.Е. Кулаев, А.В. Орлянский, В.Ю. Гальков // Обучение и воспитание: методики и практика. 2014. № 16. С. 176-179.