

Методические рекомендации
по выполнению курсового проекта
по дисциплине «Теория механизмов и машин»

для студентов направления подготовки бакалавров
«Наземные транспортно-технологические комплексы»

КУРСК 2015

Методические рекомендации по выполнению курсового проекта по дисциплине «Теория механизмов и машин»

Составитель доцент кафедры «Математика, физика и техническая механика» кандидат технических наук Медведев Э.Ю.

Методические рекомендации составлены с учетом требований федерального государственного образовательного стандарта по направлению подготовки бакалавров «Наземные транспортно-технологические комплексы».

В рекомендациях представлены требования к оформлению текстовой и графической частям проекта, изложена методика проведения защиты проекта, приведены указания для проведения основных видов синтеза и анализа, приведена рекомендуемая литература. Кроме того, в данные методические указания включены задания для проведения проектирования и исследования механизмов в составе машинного агрегата.

Содержание

Введение.....	4
Требования к оформлению курсового проекта.....	4
Методика проведения защиты курсового проекта.....	5
Рекомендуемая последовательность выполнения проекта.....	5
Раздел 1 Проектирование планетарного механизма.....	5
Раздел 2 Кинематический анализ рычажного механизма.....	6
Раздел 3 Силовой расчет рычажного механизма.....	6
Раздел 4 Проектирование кулачкового механизма.....	7
Задание 1. Проектирование и исследование механизмов сеного прессы	8
Задание 2. Проектирование и исследование механизмов гусеничного трактора.....	10
Задание 3. Проектирование и исследование механизмов строгального станка.....	12
Задание 4. Проектирование и исследование механизмов прошивного прессы.....	15
Задание 5. Проектирование и исследование механизмов зерноуборочного комбайна.....	17
Задание 6. Проектирование и исследование механизмов двухступенчатого компрессора.....	19
Задание 7. Проектирование и исследование механизмов мембранного насоса.....	22
Задание 8. Проектирование и исследование механизмов комбайна.....	25
Задание 9. Проектирование и исследование механизмов колесного трактора.....	27
Задание 10. Проектирование и исследование механизмов качающегося конвейера.....	29
Список рекомендуемой литературы.....	31

Введение

Курсовой проект является одним из важнейших этапов изучения курса дисциплины «Теория механизмов и машин». Он способствует приобретению навыков применения общих методов проектирования и исследования основных видов механизмов, а также способствует приобретению навыков представления и оформления результатов конструкторских расчетов. При выполнении проекта студент использует знания, полученные при изучении теоретической части дисциплины, а также предшествующих дисциплин: физики, математики, теоретической механики.

Проект предусматривает выполнение четырех разделов, связанных с проектированием планетарного и кулачкового механизмов, а также с кинематическим и силовым анализом рычажного механизма. Графическая часть проекта выполняется на одном листе формата А1 или может быть разделена на несколько листов формата А3.

Курсовой проект является элементом самостоятельной работы студентов и предусматривает индивидуальное выполнение одного из десяти заданий, связанного с проектированием и исследованием механизмов в составе машинного агрегата. Каждое задание включает десять вариантов. Номер задания и варианта выдается студенту преподавателем.

Требования к оформлению курсового проекта

Оформление текстовой части курсового проекта должно выполняться в соответствии с требованиями руководящего документа РД 01.001-2011 [1].

Название разделов курсового проекта должно соответствовать названиям разделов задания. Каждый раздел должен начинаться с новой страницы, иметь заголовок, порядковый номер. Подразделы должны иметь двузначную нумерацию.

Расчеты должны сопровождаться соответствующими схемами, диаграммами и чертежами. Оформление графической части курсового проекта должно выполняться в соответствии с требованиями руководящего документа РД 01.002-2011 [2]. Графический материал допускается выполнять как с помощью карандаша с применением чертежного инструмента, так и с помощью возможностей графических редакторов КОМПАС, AutoCAD и других по усмотрению студента.

Методика проведения защиты курсового проекта

В процессе защиты студент должен сделать короткий доклад, в котором нужно 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 качество выполнения графической части работы и грамотность оформления текстовой части, а также сроки выполнения и качество ответов на вопросы.

Курсовой проект оценивается по средней оценке с учетом следующих критериев: сроки выполнения проекта, графическое оформление проекта, качество защиты проекта.

Сроки выполнения проекта (диапазон оценок от 5 до 3):

5 – выполнение курсового проекта в установленные сроки;

4 – отставание от сроков не более чем на одну неделю;

3 – невыполнение промежуточных сроков.

Графическое оформление проекта (диапазон оценок от 5 до 3):

5 – выполнение проекта на высоком уровне с соблюдением всех требований ЕСКД;

4 – тоже, что и выше, с несущественными погрешностями;

3 – выполнение графической части проекта на минимально допустимом уровне. Графическая часть работы не удовлетворяющая оценке 3 должна быть переделана студентом.

Качество защиты проекта (диапазон оценок от 5 до 3):

5 – при защите студент успешно отвечает более чем на 80% заданных вопросов, демонстрируя при ответе знание как основной, так и дополнительной литературы по курсу;

4 – при защите студент успешно отвечает более чем на 60% заданных вопросов, демонстрируя при ответе знание основной литературы по курсу;

3 – при защите студент успешно отвечает более чем на 40% заданных вопросов, демонстрируя при ответе знание основной литературы по курсу.

Рекомендуемая последовательность выполнения проекта

Раздел 1 Проектирование планетарного механизма

1. Определить передаточное отношение планетарного редуктора (планетарной ступени), если оно не задано.

2. Задав числом зубьев $z_1=17, 18 \dots n$, через передаточное

отношение $u_{1H}^{(3)}$ 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.
7. Выбрать масштаб, вычертить схему редуктора с указанием его основных параметров.

Раздел 2 Кинематический анализ 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 положения входного звена, указанного для силового расчета, построить план скоростей. Определить скорости всех кинематических пар, скорости центров масс звеньев, угловые скорости звеньев.
4. Построить план ускорений для того же положения механизма, для которого построен план скоростей. Найти векторы ускорений всех шарниров и центров масс звеньев, а также угловые скорости всех звеньев.

Раздел 3 Силовой расчет механизма

1. Изобразить отдельно каждое звено механизма в таком же положении, в каком оно находится на схеме в Разделе 2. Приложить к центрам масс силы тяжести звеньев, а к выходному звену приложить силу полезного сопротивления. Для рычажного механизма двигателя внутреннего сгорания к выходному звену прикладывают силу давления поршневых газов. Значение сил, действующих на выходное звено определить по индикаторной диаграмме методом графической интерполяции.
 2. Используя план ускорений, определить величины и направления главных векторов и главных моментов сил инерции.
 3. Приложить к звеньям реакции в кинематических парах. Для двух смежных звеньев механизма, реакции в общей кинематической паре должны быть направлены противоположно друг другу.
- Для каждого звена, составить аналитические уравнения равновесия всех действующих сил. Решить совместно все уравнения и определить

реакции в кинематических парах, а также значение уравновешивающей силы, приложенной к входному звену.

4. Для проверки правильности выполнения силового расчета, определить уравновешивающую силу с помощью рычага Жуковского и сравнить ее значение со значением уравновешивающей силы, найденной из уравнений равновесия звеньев.

Раздел 4 Проектирование кулачкового механизма

1. Используя значения фазовых углов и хода толкателя, построить в произвольном масштабе диаграмму перемещения толкателя по углу поворота кулачка $S = S(\varphi_k)$. В этом же масштабе построить диаграммы аналогов скоростей и ускорений толкателя

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

2. Графически исключив параметр (φ_k) из диаграмм $\frac{ds}{d\varphi_k} = \frac{ds}{d\varphi}(\varphi_k)$ и

$$S = S(\varphi_k) \quad \text{построить совмещенный график} \quad S = S\left(\frac{ds}{d\varphi_k}\right).$$

Используя значение допустимого угла давления определить минимальный радиус кулачка.

3. Методом обращения движения построить теоретический профиль кулачка. Выбрав радиус ролика, построить практический профиль кулачка.

Задание 1 Проектирование и исследование механизмов сеного прессы

Сенный пресс (пресс-подборщик) предназначен для подбора сена или соломы из валков с последующим прессованием в тюки прямоугольной формы.

В основе конструкции прессующей части сеного прессы применяется кривошипно-ползунный механизм OAB . Ползун 3 (Рисунок 1а), сжимающий сено в камере 4, движется возвратно-поступательно. При движении поршня вправо происходит прессование сена, при движении влево — холостой ход. Сила сопротивления сжатию сена (механическая характеристика) изменяется по закону, представленному на рисунке 1б.

Кривошип OA получает движение от двигателя через планетарный редуктор 5 и пару зубчатых колёс 6 и 7.

Центры масс звеньев 1, 2, 3 рычажного механизма расположены в точках S_1, S_2, S_3 . Положение точки S_2 находится из условия $AS_2=0,35AB$.

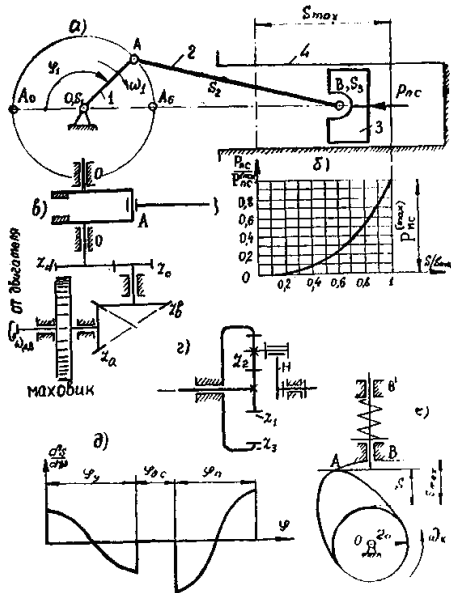


Рисунок 1 - Механизмы сеного прессы:

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	Числовые значения параметров для вариантов									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Средняя скорость ползуна 3, м/с	1,2	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,3	1,4	1,4	1,1
Частота вращения кривошипа OA , об/мин	50	55	60	65	62	58	52	58	50	55
Отношение длины шатуна AB к длине кривошипа OA	3,5	3,8	4,0	4,2	4,3	3,4	3,7	4,1	4,2	3,6
Масса кривошипа OA , кг	5	6	7	6	7	8	5	6	6	5
Масса шатуна AB , кг	12	13	15	14	16	12	13	14	12	13
Масса ползуна 3, кг	20	22	22	28	25	25	20	24	23	21
Максимальная сила сопротивления движению ползуна 3, 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 шатуна AB относительно оси, проходящей через центр масс S_2 , кг·м ²	1,58	1,40	1,98	1,85	2,82	4,35	2,35	2,65	3,11	1,90
Число зубьев шестерни	16	14	13	12	13	10	16	16	14	16
Число зубьев колеса	23	26	22	23	19	18	25	24	24	22
Максимальный ход толкателя в кулачковом механизме, мм	12	10	14	11	10	12	13	10	11	13
Фаза удаления, град	90	60	90	75	60	120	60	75	30	75
Фаза дальнего стояния, град	40	40	40	30	30	30	30	15	15	15
Фаза приближения, град	120	100	75	110	90	60	75	120	120	150
Передаточное отношение планетарного редуктора	7,2	4,9	6,6	8,4	5,3	6,1	4,8	7,8	5,9	8,8

Задание 2 Проектирование и исследование механизмов гусеничного трактора

На рисунке 2б показан рычажный кривошипно-ползунный механизм внутреннего сгорания. В таких двигателях динамический цикл равен двум оборотам коленчатого вала (кривошипа OA) и сдвинут по фазе на 180° , т. е. если в левом цилиндре происходит такт впуска, то в правом — такт сжатия, в левом — такт сжатия, в правом — такт расширения (рабочий ход) и т. д.

За начало отсчета во всех последующих построениях и расчетах следует принять положение механизма, при котором поршень 3 находится в нижней мертвой точке. 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_3 и S_4 определить из соотношения $AS_3=CS_4=0,32AB$. При определении силы давления поршневых газов 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 30° .

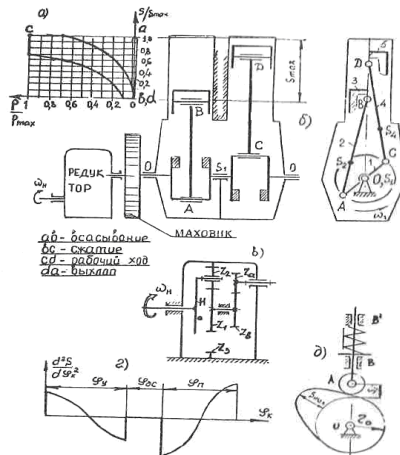


Рисунок 2 - Механизмы гусеничного трактора:

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

Параметры	Числовые значения параметров для вариантов									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Средняя скорость ползуна 3, м/с	14	12	13	15	16	17	13	13,5	12,5	17
Частота вращения кривошипа OA , об/мин	2200	2000	2100	2300	2400	2500	2200	2250	2100	2600
Отношение длины шатуна AB к длине кривошипа OA	3,5	4,0	3,7	3,8	4,2	4,1	3,9	4,0	3,6	3,75
Массы шатунов 2 и 4, кг	2,9	4,2	3,6	4,2	4,5	5,0	4,3	4,6	3,8	4,0
Массы ползунов 3 и 5, кг	3,0	3,5	3,2	3,8	4,2	4,8	4,0	4,0	3,6	3,4
Максимальное индикаторное давление, МПа	5,8	5,4	6,0	6,3	6,8	7,0	4,4	5,0	4,8	6,6
Номер положения механизма для силового расчета	3	9	4	10	8	17	12	2	13	15
Моменты инерции шатунов относительно осей, проходящих через центры масс, $кг \cdot м^2$	0,027	0,045	0,035	0,032	0,058	0,065	0,05	0,05	0,03	0,045
Момент инерции кривошипа OA относительно оси вращения, $кг \cdot м^2$	0,01	0,011	0,012	0,011	0,009	0,011	0,01	0,12	0,009	0,01
Число зубьев шестерни	15	12	14	12	11	16	10	11	10	13
Число зубьев колеса	24	18	35	30	22	24	17	33	18	26
Максимальный ход толкателя в кулачковом механизме, мм	15	13	14	13	12	14	13	14	15	16
Фаза удаления, град	120	90	120	105	90	75	90	90	105	90
Фаза дальнего стояния, град	30	45	30	45	30	10	10	30	45	45
Фаза приближения, град	180	120	150	135	100	120	120	150	120	150
Передаточное отношение планетарного редуктора	6,4	6	12,5	13	9,2	18,8	6,8	15	10,08	9,3

Задание 3 Проектирование и исследование механизмов строгального станка

Строгальный станок применяется для обработки плоских поверхностей деталей (рисунок 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_3B . Кривошип вращается со средней угловой скоростью ω_1 , 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: $O_3S_3 = 0,4O_3B$; $BS_4 = 0,5CB$. 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, вычисляется по формуле $I_S = 0,1m_3l_{O_3B}^2$. Так как масса звена 2 на порядок меньше масс других звеньев, ею можно пренебречь.

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 $\vartheta_{дон} = 45^\circ$.

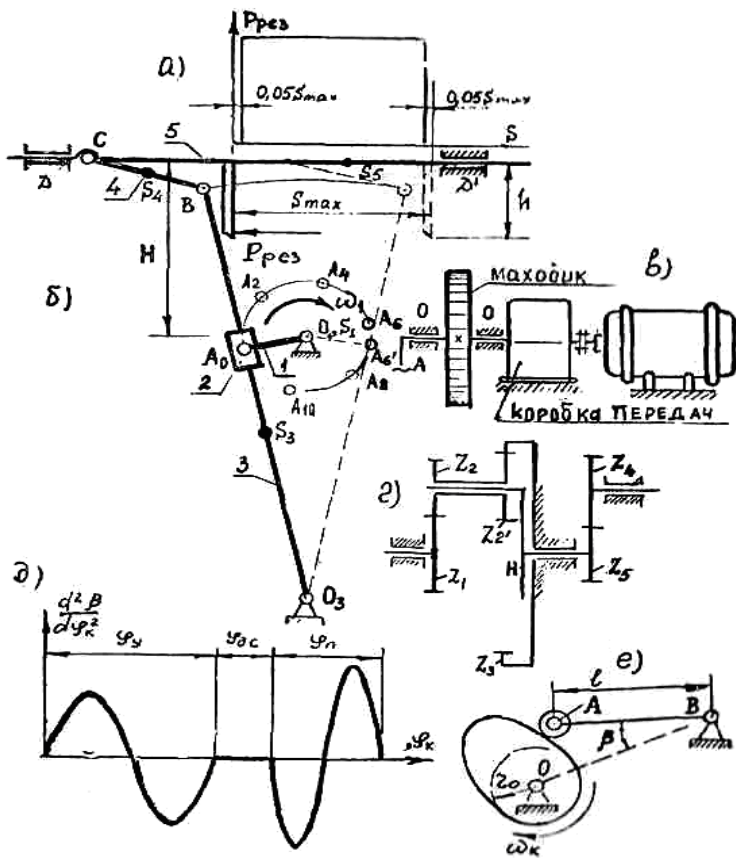


Рисунок 3 - Механизмы строгального станка:

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.

Т а б л и ц а 3 Исходные данные для проектирований и исследования механизмов поперечно-строгального станка

Параметры	Числовые значения параметров для вариантов									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Ход суппорта S_z , 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	1,28	1,34	1,38	1,42	1,48	1,44	1,46	1,48	1,50	1,30
Расстояние между осями, м	0,50	0,60	0,40	0,52	0,45	0,58	0,38	0,42	0,40	0,50
Высота резца, м	0,10	0,12	0,14	0,13	0,11	0,12	0,13	0,11	0,10	0,14
Длина шатуна, м	0,21	0,20	0,22	0,19	0,18	0,23	0,22	0,19	0,21	0,20
Частота вращения кривошипа OA , об/мин	80	70	75	65	95	85	78	68	83	90
Масса кулисы O_3B , кг	18	20	15	19	16	22	17	18	14	14
Масса суппорта, кг	60	70	50	65	55	75	58	62	48	68
Номер положения механизма для силового расчета	11	0	1	4	5	8	6	5	3	1
Момент инерции шатуна CB относительно оси, проходящей через центр масс, $кг \cdot м^2$	0,015	0,013	0,018	0,011	0,01	0,020	0,018	0,011	0,015	0,013
Сила резания, Н	2000	2200	2500	2800	1800	1900	2200	3000	3200	2700
Число зубьев шестерни	14	12	14	11	12	15	13	14	12	11
Число зубьев колеса	26	20	40	25	30	35	25	35	25	30
Длина коромысла в кулачковом механизме, м	0,1	0,11	0,13	0,14	0,12	0,11	0,12	0,14	0,11	0,13
Угловой ход коромысла, град	20	20	18	15	18	20	20	15	20	18
Фаза удаления, град	90	140	120	100	120	90	90	120	90	90
Фаза дальнего стояния, град	40	40	10	40	40	20	20	30	10	10
Фаза приближения, град	120	100	75	60	90	60	75	150	90	120
Передаточное отношение планетарного редуктора	10,2	9,6	9,0	11,1	9,36	9,07	9,1	11,9	7,20	9,26

Задание 4 Проектирование и исследование механизмов прошивного пресса

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

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 $O_3S_3 = 0,6O_1O_3$. Так как массы звеньев 2 и 4 в десятки раз меньше массы звена 3, то в силовом расчете с достаточной степенью точности ими можно пренебречь. Допустимый угол давления в кулачковом механизме 30° .

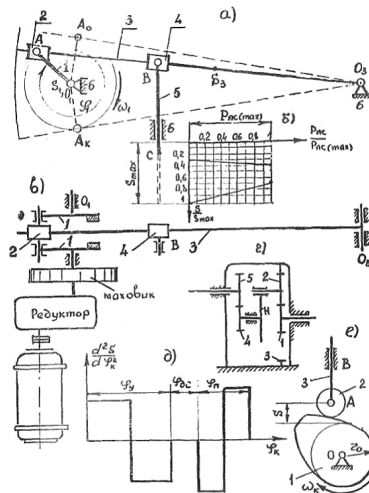


Рисунок 4 - Механизмы прошивного пресса:

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 пресса

Параметры	Числовые значения параметров для вариантов									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Коэффициент изменения средней скорости кулисы	1,25	1,32	1,25	1,28	1,35	1,30	1,18	1,22	1,27	1,20
Расстояние между осями, м	1,28	1,30	1,35	1,28	1,18	1,16	1,14	1,08	1,10	1,15
Расстояние до оси пуансона от точки O_3 , м	0,40	0,45	0,45	0,50	0,52	0,45	0,50	0,48	0,40	0,55
Частота вращения кривошипа O_1A , об/мин	130	120	125	120	130	125	120	130	125	130
Масса кривошипа O_1A , кг	4	5	6	7	5	4	5	3	3	4
Масса кулисы O_3B , кг	20	22	24	25	20	18	18	15	16	17
Масса пуансона, кг	12	14	16	15	10	9	8	6	7	8
Номер положения механизма для силового расчета	3	2	4	7	3	3	4	4	10	9
Момент инерции кулисы 3 относительно оси, проходящей через центр масс, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$	2,56	2,8	3,24	3,2	2,36	2,1	2,05	1,62	1,76	1,95
Максимальная сила сопротивления, Н	800	780	850	870	900	920	750	730	720	700
Число зубьев шестерни	12	10	14	13	16	11	10	11	15	13
Число зубьев колеса	35	35	30	25	40	25	25	30	35	30
Максимальный ход толкателя, мм	10	11	12	13	14	13	12	11	10	13
Фаза удаления, град	70	90	80	90	100	90	120	60	100	60
Фаза дальнего стояния, град	40	20	40	30	30	60	20	40	40	45
Фаза приближения, град	120	120	60	150	120	120	90	90	120	120
Передаточное отношение планетарного редуктора	7,5	6,40	6,0	5,8	8,5	8,0	4,60	5,5	5,0	4,8

Задание 5 Проектирование и исследование механизмов зерноуборочного комбайна

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

Центры масс звеньев находятся в точках S_1, S_2 и S_3 . Точка S_1 совпадает с осью вращения. Положения точек S_2 и S_3 находятся из условий $AS_2 = 0,24AB, BS_2 = 0,80 AB, S_3O_3 = 0,35 BO_3$. Точка C приложения силы полезного сопротивления находится из условия $AC=0,25 AB$.

Угол давления в кулачковом механизме принять равным 0° .

Модуль зубчатых колес принять равным 6 мм для всех вариантов.

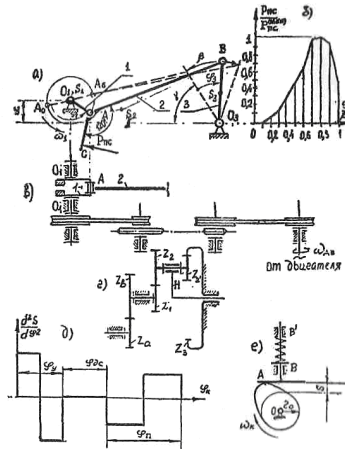


Рисунок 5 - Механизмы зерноуборочного комбайна:

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

Т а б л и ца 5 - Исходные данные для проектирования и исследования механизмов зерноуборочного комбайна

Параметры	Числовые значения параметров для вариантов									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Коэффициент изменения средней скорости звена 3	1,19	1,17	1,16	1,15	1,14	1,18	1,13	1,11	1,12	1,10
Угол размаха коромысла 3, град	39	42	44	47	45	40	48	50	49	52
Длина коромысла 3, м	0,50	0,55	0,60	0,64	0,66	0,68	0,48	0,52	0,58	0,70
Расстояние между осями O_1 и O_3 по си У, м	0,20	0,25	0,28	0,22	0,30	0,24	0,20	0,18	0,16	0,32
Угловая координата крайнего положения звена 3, град	45	47	49	52	55	57	59	61	63	65
Угловая скорость кривошипа OA , рад/с	6,5	8,0	8,5	6,0	6,8	7,0	7,8	7,2	6,2	8,2
Масса кривошипа O_1A , кг	10	11	12	13	11	12	9	8	9	13
Масса шатуна AB , кг	27	28	30	36	38	40	25	24	20	42
Масса коромысла O_3B , кг	7	8	9	10	11	12	6	5	5	13
Номер положения механизма для силового расчета	1	2	3	4	5	6	8	3	4	5
Момент инерции шатуна AB относительно оси, проходящей через центр масс, $кг \cdot м^2$	2,4	2,6	2,8	3,0	3,5	3,5	2,2	2,0	1,5	4,0
Момент инерции коромысла 3 относительно оси, проходящей через центр масс, $кг \cdot м^2$	0,15	0,17	0,20	0,16	0,21	0,22	0,19	0,17	0,14	0,23
Максимальная сила сопротивления, Н	400	450	490	560	600	580	500	470	620	700
Число зубьев шестерни	16	15	14	13	12	11	10	12	14	12
Число зубьев колеса	30	26	27	18	17	20	15	16	20	30
Максимальный ход толкателя, мм	8	9	10	7	11	6	12	8	10	6
Фаза удаления, град	60	60	90	80	70	75	100	150	140	120
Фаза дальнего стояния, град	10	30	20	45	10	30	20	10	20	30
Фаза приближения, град	150	120	90	100	75	150	120	60	90	120
Передаточное отношение зубчатой передачи	18,7	22,5	25	13,8	18,4	23,6	15	21,3	14,3	25

Задание 6 Проектирование и исследование механизмов двухступенчатого компрессора

Двухступенчатый компрессор предназначен для получения сжатого воздуха (газа), в основу которого положен кривошипно-ползунный механизм OAB . Компрессор приводится в движение электромотором, через одноступенчатый редуктор, состоящий из двух цилиндрических колес a и 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^1_{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^1_{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^2_{max} и поступает к потребителю. Процесс сжатия воздуха в каждой ступени описывается соответствующими индикаторными диаграммами (рисунок 6б).

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 $AS_2 = 0,25AB$.

Для всех вариантов принять:

- 1) частота вращения ротора двигателя 1400 об/мин;
- 2) максимальное давление в 1-й ступени 0,2 МПа;
- 3) допустимый угол давления в кулачковом механизме 45° .

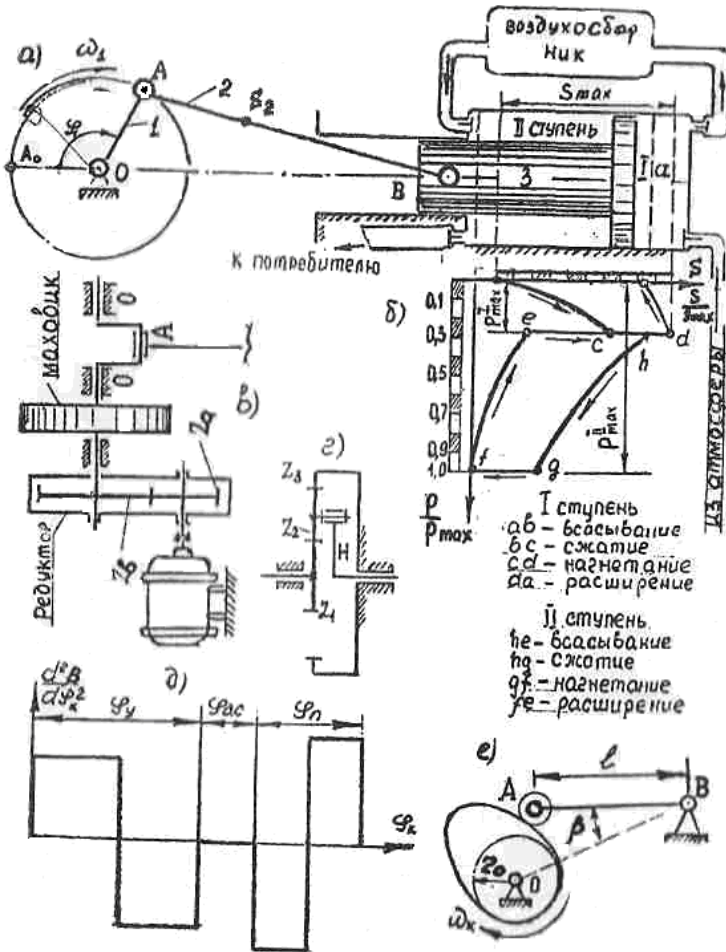


Рисунок 6 - Механизмы двухступенчатого компрессора:

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

Т а б л и ц а 6 Исходные данные для проектирования и исследования механизмов двухступенчатого компрессора

Параметр	Числовые значения параметров для вариантов									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Средняя скорость ползуна 3, м/с	3,3	4,8	5,3	3,9	4,4	5,2	3,2	4,2	5,5	5,0
Частота вращения кривошипа OA , об/мин	500	540	560	600	620	640	660	700	720	740
Отношение длины шатуна AB к длине кривошипа OA	3,9	4	4,1	4,4	3,8	4,3	3,9	4,4	4,1	4
Диаметр поршня первой ступени, м	0,20	0,19	0,18	0,17	0,16	0,15	0,14	0,13	0,12	0,11
Диаметр поршня второй ступени, м	0,17	0,16	0,15	0,14	0,13	0,12	0,11	0,1	0,10	0,09
Масса кривошипа OA , кг	2	2,5	1,8	1,6	2	2,5	1,6	1,5	2	1,6
Масса шатуна AB , кг	4,0	4,5	3,5	3,0	4,0	4,5	3,5	3,0	4,0	3,5
Масса ползуна 3, кг	6	5,5	5	4,5	4,2	4,0	3,8	3,5	3,2	3,0
Максимальное давление второй ступени цилиндра, МПа	0,37	0,40	0,44	0,48	0,52	0,54	0,58	0,62	0,64	0,68
Номер положения механизма для силового расчета	1	2	3	4	5	7	8	9	10	11
Момент инерции шатуна AB относительно оси, проходящей через центр масс S_2 , кг·м ²	0,06	0,08	0,05	0,04	0,07	0,08	0,04	0,03	0,05	0,07
Число зубьев шестерни	16	15	14	13	12	11	10	12	14	12
Число зубьев колеса	30	26	27	18	17	20	15	16	20	30
Максимальный угол размаха коромысла в кулачковом механизме, град	15	12	18	14	16	13	15	14	17	18
Длина коромысла AB , м	0,15	0,18	0,14	0,2	0,2	0,22	0,17	0,14	0,12	0,2
Фаза удаления, град	90	120	150	60	75	90	120	120	60	75
Фаза дальнего стояния, град	15	30	10	30	30	20	15	30	20	20
Фаза приближения, град	120	80	60	120	100	90	100	60	180	90
Передаточное отношение планетарного редуктора	5,4	6	4,8	4,5	5,2	5,8	6,2	4,4	4,9	5,6

Задание 7 Проектирование и исследование механизмов мембранного насоса

Мембранный насос предназначен для откачки жидкости с небольших глубин. Мембрана б насоса (рисунок 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 (рисунок 7б), причем давление всасывания можно принять равным атмосферному, т. е. $\approx 0,09$ МПа. 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_2, 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, вычисляются по формуле $I_S = ml^2/12$.

Для всех вариантов принять:

- а) массу звена 1 равной 2 кг;
- б) угол давления в кулачковом механизме 0° ;
- в) передаточное отношение 1-й ступени планетарного механизма равным 4.

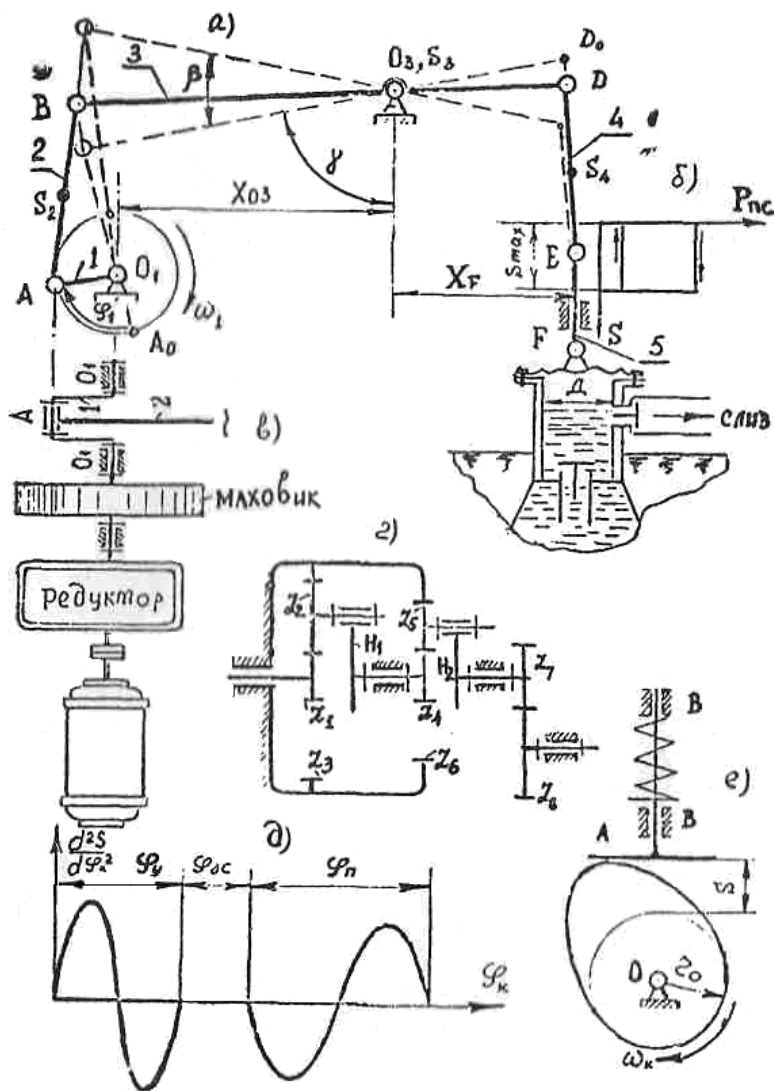


Рисунок 7 - Механизмы мембранного насоса:

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

Параметры	Числовые значения параметров для вариантов									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Коэффициент изм. средней скорости звена 3	1,12	1,13	1,21	1,16	1,22	1,19	1,18	1,11	1,14	1,20
Угол размаха коромысла 3, град	40	40	38	35	30	35	35	32	30	30
Длина левого рычага коромысла 3, м	0,22	0,24	0,23	0,22	0,25	0,20	0,19	0,26	0,30	0,32
Длина коромысла BD , м	0,36	0,38	0,39	0,38	0,40	0,38	0,32	0,40	0,44	0,46
Расстояние между осями O_1 и O_3 по оси X , м	0,05	0,08	0,06	0,07	0,09	0,06	0,05	0,10	0,12	0,13
Расстояние до направляющей штока, м	0,3	0,33	0,35	0,3	0,2	0,25	0,35	0,88	0,4	0,30
Координата крайнего положения звена 3, град	70	65	60	75	75	65	70	60	70	80
Частота вращения кривошипа OA , об/мин	60	65	70	75	80	55	72	62	58	66
Масса шатуна AB , кг	10	8	6	12	9	9,5	13	14	15	11
Масса коромысла BD , кг	8	9	10	10	11	9,5	7	13	13	13
Масса шатуна DE , кг	2	2,5	3	2	1,8	2	3	3,4	3,5	2
Масса штока 5 и мембраны 6, кг	4,3	3,9	4	4,5	4,0	4,2	4,5	4	5	5,5
Положение механизма для силового расчета	3	1	4	2	6	5	5	2	3	2
Моменты инерции звеньев, $кг \cdot м^2$										
шатуна AB	0,25	0,18	0,14	0,28	0,3	0,28	0,35	0,35	0,4	0,2
коромысла 3	0,17	0,13	0,10	0,20	0,18	0,14	0,22	0,24	0,28	0,15
шатуна DE	0,08	0,07	0,06	0,09	0,10	0,09	0,11	0,11	0,12	0,07
Давление в цилиндре (при нагнетании), МПа	0,120	0,110	0,125	0,115	0,123	0,118	0,130	0,112	0,132	0,135
Диаметр цилиндра, м	0,09	0,08	0,1	0,09	0,08	0,08	0,095	0,075	0,097	0,1
Число зубьев шестерни	14	12	16	11	14	15	16	12	14	10
Число зубьев колеса	21	26	28	24	40	30	34	36	35	25
Максимальный ход толкателя, мм	18	16	15	17	22	20	17	19	21	18
Фаза удаления, град	100	110	90	90	90	75	60	60	75	80
Фаза дальнего стояния, град	30	30	30	60	10	20	45	45	20	20
Фаза приближения, град	60	90	120	150	180	90	150	120	110	60

Задание 8 Проектирование и исследование механизмов комбайна

На рисунке 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 решете, 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 $M_{ПС}$, приведенным к звену 5. При повороте коромысла O_3D из левого крайнего положения в правое совершается рабочий ход и при обратном движении холостой ход. 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 $X_{O_5} = X_{O_3} + 0,9CD$; $Y_{O_5} = 1,25DO_5$. Угол BO_3C звена 3 равен 150° . Допускаемый угол давления в кулачковом механизме 45° .

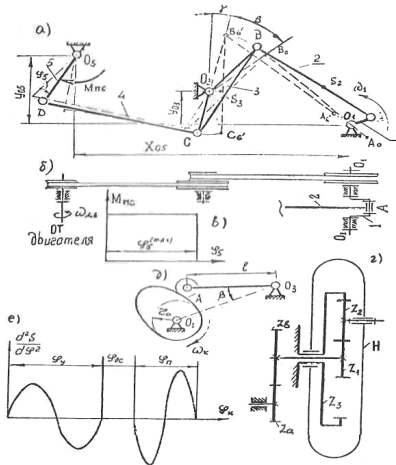


Рисунок 8 - Механизмы комбайна:

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 комбайна

Параметры	Числовые значения параметров для вариантов									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Частота вращения кривошипа OA , об/мин	200	210	220	230	240	250	190	180	170	260
Коэффициент изм. средней скорости звена 3	1,12	1,11	1,13	1,11	1,14	1,11	1,12	1,11	1,10	1,13
Угол размаха коромысла 3, град	39	42	45	40	41	42	44	45	36	38
Длина коромысла 3, м	0,29	0,30	0,31	0,32	0,33	0,34	0,28	0,27	0,26	0,35
Расстояние между осями O_1 и O_3 по оси Y , 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 , м	0,19	0,20	0,21	0,22	0,23	0,24	0,18	0,17	0,16	0,25
Координата крайнего положения звена 3, град	16	17	18	19	22	25	15	13	10	7
Длина шатуна 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 , м	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,23	0,22	0,21	0,30
Масса шатуна AB , кг	5	6	7	7	7	7	4,5	5	5	6
Масса коромысла 3, кг	6	6	7	7,2	7,5	8	5,8	5,6	5,5	7,8
Масса шатуна CD , кг	22	25	27	30	32	35	20	28	25	30
Масса звена 5, кг	3,5	3,8	4	4,2	4,5	4,8	3,3	3	2,5	5
Положение механизма для силового расчета	1	2	3	4	5	6	8	9	7	2
Моменты инерции звеньев, кг·м ²										
шатуна AB	1	1,2	1,3	1,5	1,6	1,4	0,9	0,8	0,7	1,5
коромысла 3	0,17	0,2	0,22	0,24	0,26	0,3	0,15	0,13	0,11	0,35
шатуна CD	0,95	1,17	1,36	1,4	1,84	2,15	0,8	1,08	0,88	2,0
коромысла DO_5	0,01	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03	0,02	0,01	0,01	0,04
Момент сил полезного сопротивления, Н·м	84	88	93	97	100	110	80	78	72	120
Число зубьев шестерни	10	11	12	13	14	15	16	11	12	13
Число зубьев колеса	18	19	20	21	24	26	30	21	23	25
Угол качания толкателя, град	15	15	12	14	13	14	15	16	15	14
Длина коромысла, м	0,15	0,16	0,18	0,14	0,15	0,13	0,16	0,13	0,14	0,18
Фаза удаления, град	105	75	120	60	75	105	90	80	90	90
Фаза дальнего стояния, град	10	30	20	30	15	15	30	30	45	45
Фаза приближения, град	150	120	150	120	150	75	120	100	150	120
Передаточное отношение планетарного редуктора	4,1	4,3	4,5	4,6	4,8	5,1	5,3	5,5	5,7	5,9

Задание 9 Проектирование и исследование механизмов колесного трактора

На рисунке 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). Динамический цикл двигателя равен двум оборотам коленчатого вала. Этот двигатель многоцилиндровый, но в целях упрощения расчетов, и ввиду их полной аналогии для каждого цилиндра, все расчеты произвести только для двух цилиндров. За начало отсчета во всех последующих построениях и расчетах следует принять то положение механизма, при котором поршень 3 находится в нижней мертвой точке. 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 $AS_2 = AS_4 = 0,32 AB$. Угол развала осей цилиндров равен 90° . Масса кривошипа 16 кг.

При силовом расчете считать давление всасывания и выхлопа равным атмосферному, т. е. 0,098 МПа.

Допускаемый угол давления в кулачковом механизме $\gamma = 30^\circ$.

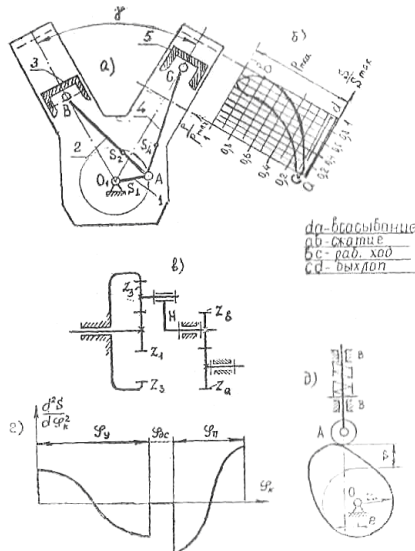


Рисунок 9 - Механизмы колесного трактора:

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 и исследования механизмов колесного трактора

Параметр	Числовые значения параметров для вариантов									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Средняя скорость ползуна 3, м/с	10,6	11,2	7,9	8,0	10,8	10,2	10,4	13,7	10,0	14
Частота вращения кривошипа <i>OA</i> , об/мин	1600	1100	1400	1500	1800	1700	1900	1850	2000	1500
Отношение длины шатуна <i>AB</i> к длине кривошипа <i>OA</i>	3,5	3,7	3,9	4,0	4,2	4,4	3,8	3,6	4,1	4,2
Максимальное индикаторное давление, МПа	7,0	6,8	6,5	6,4	6,2	6,0	5,6	5,3	4,9	4,5
Диаметры цилиндров, м	0,08	0,09	0,10	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,11	0,12
Масса кривошипа <i>OA</i> , кг	15	16	14	13	18	19	12	20	11	21
Массы шатунов, кг	3,8	3,9	3,6	3,4	4,1	4,2	3,0	4,4	3,0	4,6
Масса ползуна 3, 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
Моменты инерции шатунов относительно осей, проходящих через центры их масс, кг·м ²	0,04	0,04	0,03	0,03	0,05	0,05	0,02	0,06	0,02	0,13
Число зубьев шестерни	11	10	11	10	12	13	14	15	12	13
Число зубьев колеса	21	18	17	16	20	21	22	24	23	25
Максимальный ход толкателя в кулачковом механизме, мм	12	12	15	15	14	14	13	13	15	14
Фаза удаления, град	90	75	120	75	75	90	105	120	100	60
Фаза дальнего стояния, град	45	40	30	20	15	30	40	30	30	45
Фаза приближения, град	120	105	105	90	120	105	120	150	150	90
Передаточное отношение планетарного редуктора	7,5	6,0	8,2	5,8	7,0	4,5	5,4	6,5	4,8	5,8

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 (рисунок 10) происходит в те моменты времени, когда силы инерции, действующие на частицы материала, превышают силу трения между лотком и материалом. 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. Силой полезного сопротивления в данном механизме служит сила трения, возникающая при движении желоба по направляющей. С некоторым приближением ее можно считать так: $P_{ПС} = f(m_5 + m_M)$ для рабочего хода и $P_{ПС} = fm_5$ – 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 , положение которых определяют из условий: $O_1S_1 = 0,2 O_1B$; $O_3S_3 = 0,3 O_3B$; $BS_4 = 0,4 BD$.

Допустимый угол давления в кулачковом механизме равен 30° .

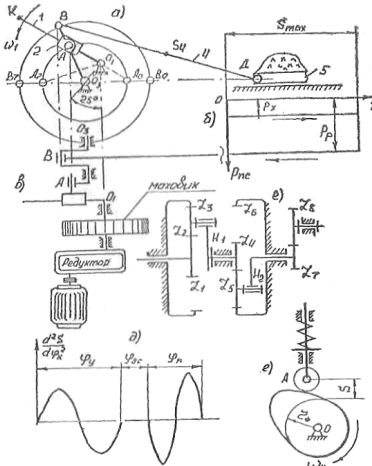


Рисунок 10 - Механизмы качающегося конвейера:

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

Параметры	Числовые значения параметров для вариантов									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Расстояние между осями O_1O_3 , м	0,05	0,04	0,04	0,06	0,06	0,05	0,05	0,64	0,05	0,06
Длина коромысла, м	0,15	0,18	0,20	0,20	0,18	0,16	0,22	0,25	0,19	0,16
Частота вращения кривошипа OA , об/мин	75	66	45	55	60	40	35	30	52	70
Масса кривошипа, кг	7	8	9	9	8	7	10	11	8	7
Масса звена 3, кг	8	9	10	10	10	8	12	12	9	7
Масса шатуна BD , кг	20	22	25	24	21	18	25	28	20	21
Масса желоба 5, кг	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
Масса материала, кг	100	100	120	120	100	100	150	150	100	100
Номер положения механизма для силового расчета	3	1	3	4	6	3	6	5	9	2
Момент инерции кулисы 3 относительно оси, проходящей через центр масс, $кг \cdot м^2$	0,06	0,07	0,08	0,08	0,07	0,06	0,08	0,09	0,08	0,06
Момент инерции шатуна 4 относительно оси, проходящей через центр масс, $кг \cdot м^2$	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	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50
Число зубьев шестерни	12	13	14	15	16	11	10	13	12	14
Число зубьев колеса	18	17	27	26	25	20	17	24	22	21
Максимальный ход толкателя, мм	20	22	18	15	19	14	18	20	24	21
Фаза удаления, град	60	70	75	90	100	110	120	150	140	120
Фаза дальнего стояния, град	45	45	45	30	30	30	15	45	45	40
Фаза приближения, град	140	130	125	120	110	90	80	75	70	60
Передаточное отношение планетарного редуктора	30	39,2	40,5	46,8	40	37,8	37,4	53,5	40,3	54
Передаточное отношение первой ступени планетарного редуктора	4	6	5	6	5	4	4	5	5	6

Список рекомендуемой литературы

1. РД 01.001 – 2011. Руководящий документ. Текстовые работы. Правила оформления.
2. РД 01.002 – 2011. Руководящий документ. Конструкторская документация. Правила оформления.
3. Матвеев Ю.А., Матвеева Л.В. Теория механизмов и машин: Учебное пособие. – М.: Альфа-М: ИНФРА-М, 2009. – 320 с.: ил.
4. Попов В.Д. Родригес Э.А. Теория механизмов и машин: Учебно-методическое пособие для выполнения домашних заданий и курсового проекта.: Изд. дом МИСиС, 2009. – 83 с.
5. Попов С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин: Учебное пособие для втузов./С.А. Попов, Г.А. Тимофеев Под ред. К.В. Фролова. - 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Высш. шк., 2002. – 411 с.: ил.
6. Артоболевский И.И., Эдельштейн Б.В. Сборник задач по теории механизмов и машин. М., 1975.
7. Серебровский В.В. Проектирование кулачкового механизма с прямолинейно движущимся роликовым толкателем. – Курск, 2002. – 13 с.
8. Трубников В.Н. Проектирование зубчатых механизмов: Учебно-методическое пособие по теории механизмов и машин / В.Н. Трубников, А.П. Бабков. - Курск: Изд – во Курск. гос. с.х. ак., 2010. – 48 с.
9. Пономарев В.А. Методические указания по изучению дисциплины выполнению курсового проекта / Всесоюз. с.-х. ин-т заочн. образования. М.: 1989. 104 с.
10. Теория механизмов и машин. <http://www.teormach.ru>.