

**ОПД.Ф.02.03 ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ
ЗАДАНИЯ ДЛЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ**

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН. Задания для курсового проектирования.
Задания для выполнения курсового проекта. Предназначены для студентов всех специальностей и форм обучения, изучающих курс «Теория механизмов и машин».

СОДЕРЖАНИЕ И ОБЪЕМ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовой проект включает графическую часть в объеме 4-х листов формата А1 и расчетную часть – пояснительную записку на 25-35 листах формата А4. Задание на курсовой проект предусматривает проектирование и исследование основных видов механизмов, которые объединены в машину.

Курсовой проект состоит из следующих разделов:

1. Динамический синтез рычажного механизма по коэффициенту неравномерности движения (графическая часть – лист №1):
 - 1.1 Произвести синтез рычажного механизма по заданным условиям.
 - 1.2 Построить планы положений для 12 равноотстоящих положений ведущего звена и соответствующие им планы скоростей.
 - 1.3 Построить график зависимости приведенного к ведущему звену момента инерции механизма от угла поворота звена приведения.
 - 1.4 Построить графики зависимости моментов сил сопротивления и моментов движущих сил, приведенных к ведущему звену, от угла поворота звена приведения.
 - 1.5 Построить график изменения кинетической энергии рычажного механизма.
 - 1.6 Построить диаграмму «Энергия-Масса» (диаграмму Ф. Виттенбауэра).
 - 1.7 Определить величину момента инерции маховика, обеспечивающего движение с заданным коэффициентом неравномерности движения.
2. Силовое исследование рычажного механизма (графическая часть – лист №2):
 - 2.1 Построить для заданного положения механизма его кинематическую схему, план скоростей и план ускорений. Определить ускорения центров масс и угловые ускорения звеньев.
 - 2.2 Определить главные векторы и главные моменты сил инерции звеньев.

- 2.3 Произвести структурный анализ рычажного механизма: определить число степеней подвижности, разложить механизм на структурные группы и написать формулу строения.
 - 2.4 Вычертить в масштабе отдельные структурные группы и указать все силы, приложенные к звеньям.
 - 2.5 Определить методом планов сил реакции во всех кинематических парах механизма.
 - 2.6 Определить уравнивающий момент на ведущем звене механизма методом планов сил и методом рычага Н.Е. Жуковского.
3. Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора (графическая часть – лист №3):
- 3.1 Выбрать коэффициенты смещения зубчатых колес по таблицам профессора В.Н. Кудрявцева.
 - 3.2 Рассчитать геометрические параметры зубчатых колес и передачи.
 - 3.3 Построить по три зуба каждого колеса, находящихся в зацеплении. Определить линию и дугу зацепления, рабочие участки профилей зубьев. Масштаб построения зацепления выбрать таким, чтобы высота зубьев на чертеже была не менее 40 мм.
 - 3.4 Аналитически и по данным построения зацепления определить коэффициент перекрытия.
 - 3.5 Подобрать числа зубьев колес планетарного редуктора с учетом условий соосности, сборки и соседства сателлитов. Допускаемое отклонение от заданного передаточного отношения 5%. Минимальное число зубьев $Z_{MN}=15$, колеса без смещения.
 - 3.6 Вычертить кинематическую схему редуктора в масштабе. Построить картины линейных и угловых скоростей звеньев редуктора.

4. Проектирование кулачкового механизма (графическая часть – лист №4):

- 4.1 По заданному графику аналога ускорения выходного звена построить графики аналога скорости и перемещения выходного звена в зависимости от угла поворота кулачка. Определить масштабные коэффициенты графиков.
- 4.2 Определить оптимальные размеры кулачкового механизма с учетом допустимых углов давления.
- 4.3 Построить теоретический и практический профили кулачка.
- 4.4 Для механизмов с силовым замыканием подобрать предварительное натяжение и жесткость замыкающей пружины, считая, что наибольшая сила пружины в 1,5-2 раза превышает силу инерции выходного звена, а предварительное натяжение пружины составляет 20-40% ее наибольшего значения.
- 4.5 Построить график углов давления в функции угла поворота кулачка.

Задание 1

Проектирование и исследование механизмов пресса-автомата

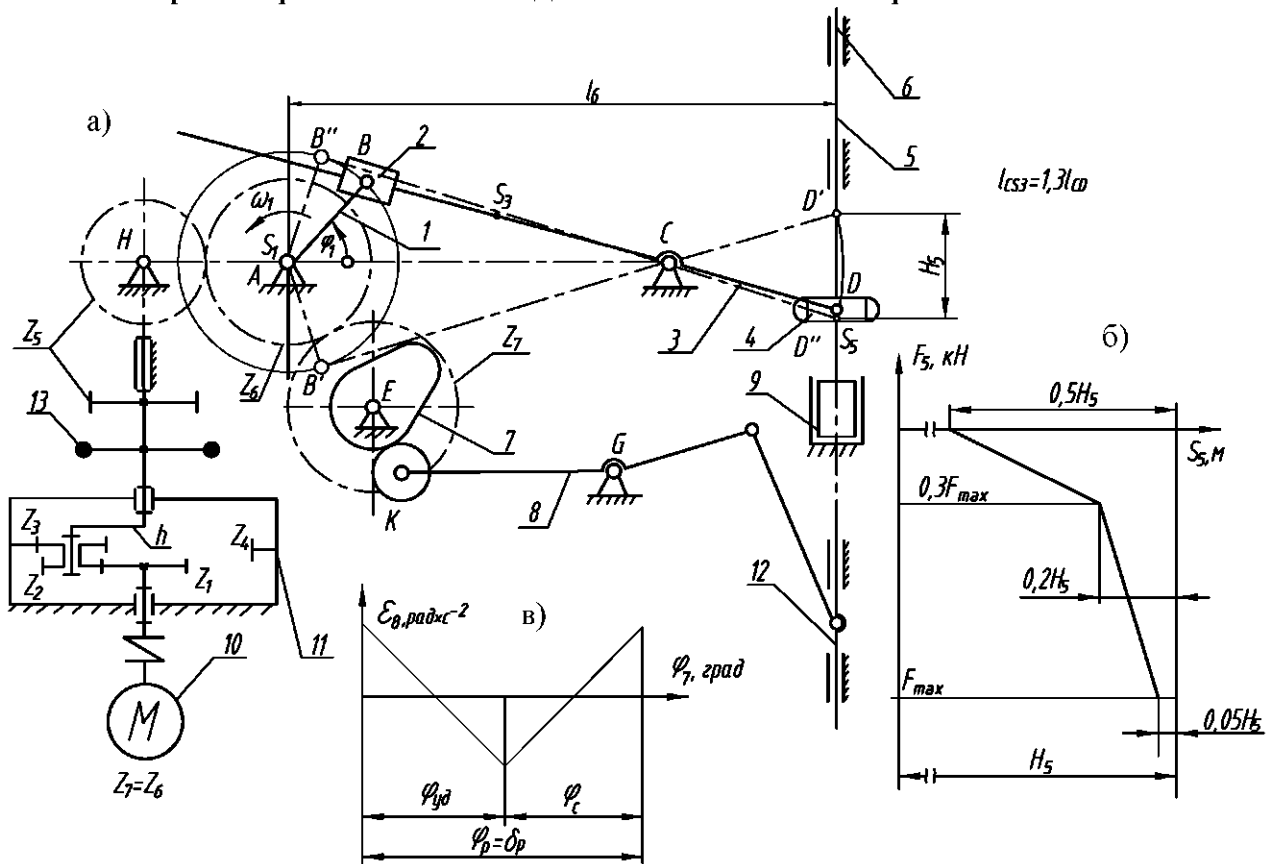


Рис. 1 Механизмы пресса-автомата

Пресс-автомат предназначен для одностороннего прессования порошков металлов и других материалов.

Механизм прессования получает движение от вала электродвигателя 10 через планетарный редуктор 11 с колесами Z_1, Z_2, Z_3, Z_4 (число блоков сателлитов $K = 3$), зубчатую передачу (колеса Z_5 и Z_6 , модуль $m = 6$ мм) и состоит из кривошипа 1, кулисы 3, кулисного камня 2, звена 4, ползуна 5 и стойки 6 (рис. 1а). Вспомогательные механизмы приводятся в движение от распределительного вала (ось E), который связан с валом кривошипа через зубчатую передачу с колесами Z_6 и Z_7 . С целью обеспечения требуемого коэффициента неравномерности вращения кривошипа ($\delta = 1 / 20$) на выходном валу редуктора 11 установлен маховик 13. Механизмы автомата осуществляют такую последовательность его работы.

Порошок твердого сплава из бункера поступает в шибер, шиберное устройство перемещает его в матрицу 9. Матрица опирается на

гидропневматическую подушку (на рис. 1.а не показана), которая применена для обеспечения постоянства усилия прессования. Прессование порошка в матрице происходит при движении ползуна 5 вниз; при этом усилие F_5 прессования изменяется согласно графику на рис. 1б. Перемещение ползуна 5 вверх происходит с меньшей средней скоростью ($K_V < 1$). В это время спрессованное изделие удаляется из матрицы 9 выталкивателем 12, кинематически связанным с коромыслом 8 кулачкового механизма, кулачок 7 которого установлен на распределительном валу. Затем изделие сталкивается на ленточный транспортер. Одновременно новая порция порошка поступает из бункера в шибер и т.д.

Кулачковый механизм выталкивателя обеспечивает заданный на рис. 1в закон движения коромысла 8. Допустимый угол давления $[\theta] = 35^\circ$.

Исходные данные

таблица 1

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Единица СИ	Числовые значения для вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
1	Ход ползуна 5	H_5	м	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1
2	Коэффициент изменения средней скорости ползуна 5	K_V	-	0,62	0,6	0,58	0,56	0,54
3	Частота вращения кривошипа 1	n_1	c^{-1}	0,32	0,34	0,36	0,38	0,4
4	Длина стойки 6	l_6	м	0,3	0,32	0,34	0,35	0,36
5	Максимальное усилие прессования	F_{max}	кН	14,0	14,5	15,0	15,5	16,0
6	Вес кулисы 3	G_3	Н	320	350	380	400	420
7	Вес ползуна 5	G_5	Н	420	480	520	580	620
8	Момент инерции кулисы 3 относительно ее центра масс S_3	J_{3S}	$кг \cdot м^2$	45	46	68	82	94
9	Момент инерции вращающихся деталей, приведенный к валу электродвигателя	J^{pp}	$кг \cdot м^2$	0,08	0,085	0,09	0,09	0,1
10	Угловая координата кривошипа (для силового расчета механизма)	φ_1	град	40	50	40	50	40
11	Число зубьев колес	$Z_5; Z_6$	-	10;19	11;21	12;23	13;25	14;27
12	Передаточное отношение планетарного редуктора	U_{1h}	-	21	19	18	17	16
13	Модуль зубчатых колес планетарного редуктора	m_I	мм	3	4	3	4	3
14	Угол рабочего профиля кулачка 7	δ_p	град	90	100	110	120	130
15	Длина коромысла 8	l_{CK}	м	0,18	0,2	0,22	0,18	0,23
16	Угол поворота коромысла 8	φ_8	град	16	15	14	16	12

Задание 2

Проектирование и исследование механизмов брикетировочного автомата

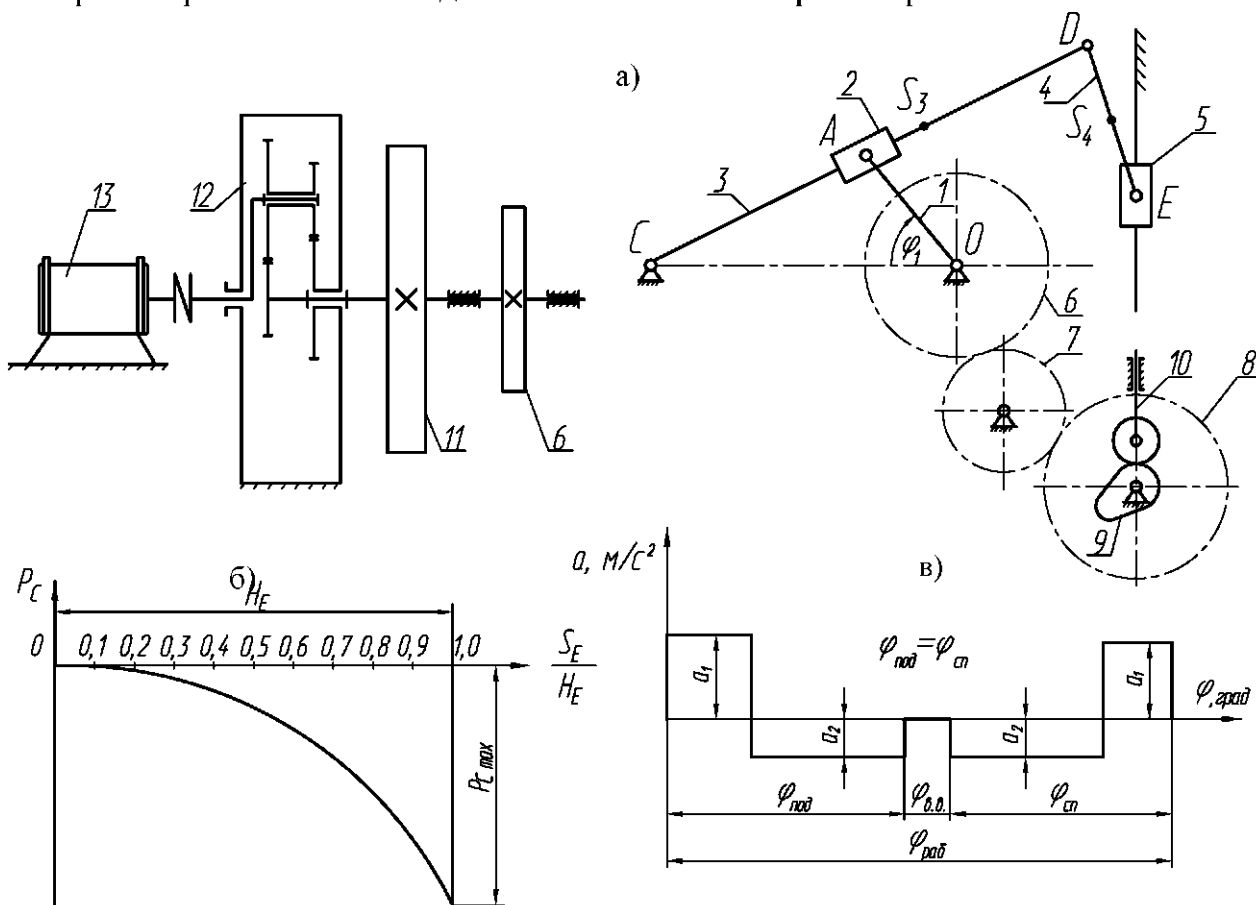


Рис. 2 Механизмы брикетировочного автомата

Брикетировочный автомат предназначен для прессования брикетов из различных материалов. Основным механизмом автомата является кулисный механизм (рис. 2.а). Движение от электродвигателя 13 через планетарный редуктор 12 передается кривошипу 1. Камень 2, шарнирно связанный с кривошипом 1, скользит вдоль кулисы 3, заставляя ее совершать возвратно-вращательное движение вокруг опоры С. Через шатун 4 движение передается ползуну 5, производящему прессование (брикетирование) материала. Диаграмма сил сопротивления, действующих на ползун 5 при прессовании, представлена на рис. 2б. Данные для построения указанной диаграммы приведены в табл. 2.2.

Механизм выталкивателя готовых брикетов (на рисунке не показан) включает кулачок 9 с поступательно движущимся центральным роликовым толкателем 10. Кулачок приводится в движение от вала O кривошипа через

зубчатую передачу, состоящую из колес 6, 7, 8. Кулачковый механизм должен обеспечить заданный закон движения толкателя (рис. 2в). Угол поворота кулачка, соответствующий верхнему выстою толкателя, равен $\varphi_{В.В.} = 10^\circ$ для всех вариантов. Маховик 11 установлен на выходном валу редуктора 12.

Исходные данные

таблица 2.1

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Единица СИ	Числовые значения для вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Максимальная длина хода ползуна	H	м	0,38	0,36	0,34	0,40	0,34
2	Число оборотов кривошипа	n_1	об/мин	200	240	180	220	150
3	Число оборотов электродвигателя	n_0	об/мин	2800	2400	2400	2200	2500
4	Максимальное усилие прессования	P_{Cmax}	кН	34	36	35	33	32
5	Межосевое расстояние между опорами кривошипа и кулисы	l_{OC}	м	0,18	0,20	0,21	0,19	0,22
6	Коэффициент изменения скорости ползуна	K_T	-	2	1,8	1,9	1,7	1,6
7	Отношение длины шатуна к длине кулисы	DE/CD	-	0,3	0,33	0,36	0,34	0,32
8	Отношение расстояния от точки С до центра тяжести кулисы к длине кулисы	CS_3/CD	-	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
9	Отношение расстояния от точки D до центра тяжести шатуна к длине шатуна	DS_4/DE	-	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
10	Вес ползуна	G_5	Н	500	600	550	650	700
11	Вес кулисы	G_3	Н	300	400	350	450	400
12	Момент инерции кулисы относительно оси, проходящей через ее центр тяжести	J_{3S}	кг·м ²	0,04	0,04 5	0,04 4	0,04 6	0,04 5
13	Коэффициент неравномерности вращения кривошипа	δ	-	1 / 10	1 / 14	1 / 15	1 / 12	1 / 16
14	Момент инерции ротора электродвигателя	$J_{ЭД}$	кг·м ²	0,04	0,04	0,05	0,05	0,05
15	Момент инерции зубчатых механизмов, приведенный к валу электродвигателя	$J_{ПР}$	кг·м ²	0,40	0,44	0,42	0,45	0,48
16	Угловая координата для силового расчета	φ_1	град	270	240	270	240	270
17	Максимальный подъем толкателя	h	м	0,03	0,04	0,04	0,03	0,03
18	Максимально допустимый угол давления толкателя	$[\theta]$	град	20	25	24	26	22

таблица 2.1 (продолжение)

1	2	3	4	5	6	7	8	9
19	Угол рабочего профиля кулачка	$\varphi_{РАБ}$	град	190	200	180	210	220
20	Отношение величин ускорений толкателя	a_1/a_2	-	1,8	1,6	1,9	2	1,7
21	Число зубьев колеса 6	Z_6	-	21	21	18	20	20
22	Число зубьев колеса 7	Z_7	-	15	14	12	14	15
23	Число зубьев колеса 8	Z_8	-	21	21	18	20	20
24	Модуль зубчатых колес 6, 7, 8	m	мм	5	6	5	6	5
25	Число сателлитов планетарного редуктора	K	-	3	3	3	3	3
26	Модуль колес планетарного редуктора	m_l	мм	3	4	3	4	3

Значения усилий прессования в долях от P_{Cmax} в зависимости от положения ползуна

таблица 2.2

S_F/H_F	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
P_C/P_{Cmax}	0	0,025	0,059	0,110	0,174	0,265	0,375	0,515	0,708	1,0

Примечания:

1. При проектировании кривошипно-кулисного механизма ось ползуна 5 проводить через середину стрелы прогиба дуги, стягивающей крайние положения точки D кулисы CD ;
2. Геометрический расчет эвольвентной зубчатой передачи выполнить для колес 7 и 8.

Задание 3

Проектирование и исследование механизмов установки для подачи деталей в термическую печь

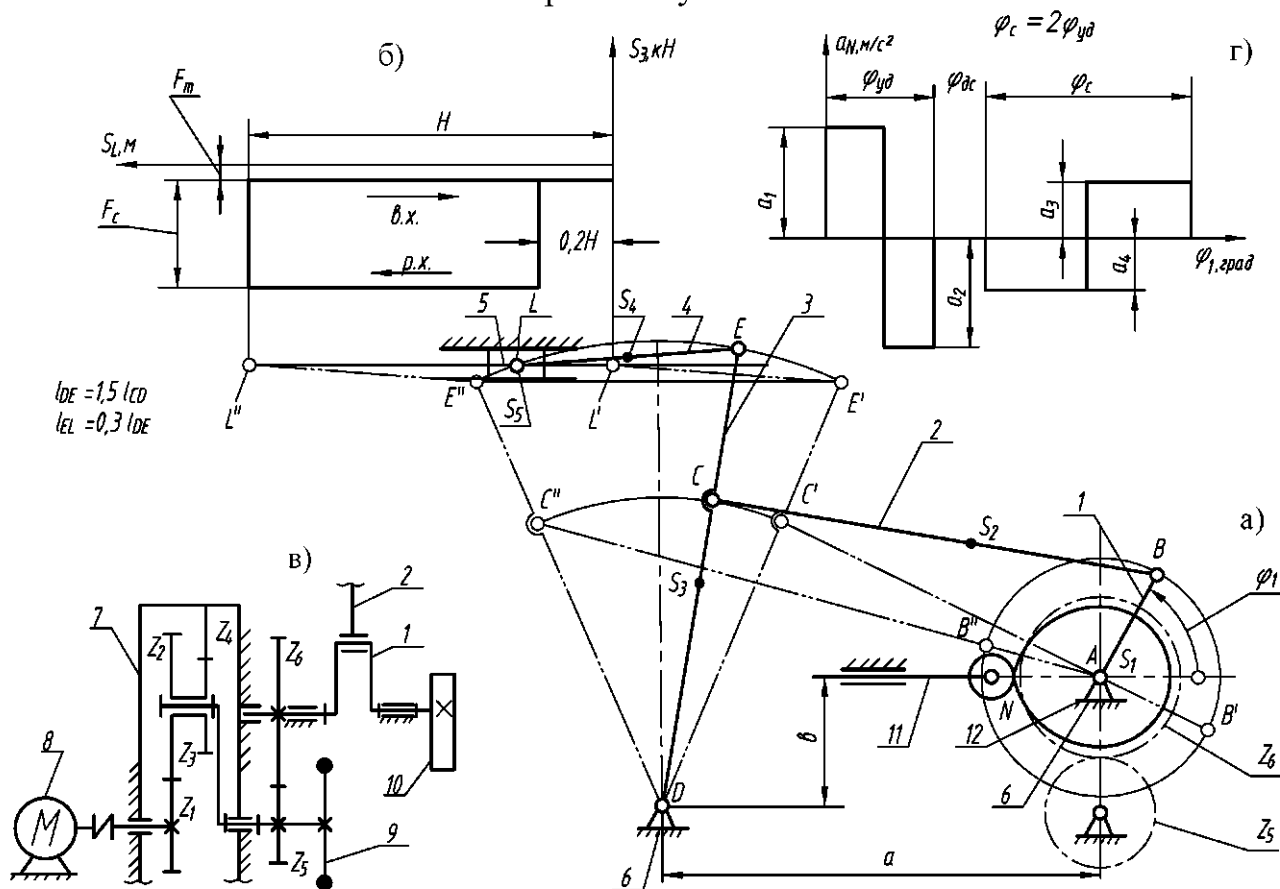


Рис. 3 Механизмы установки для подачи деталей в термическую печь

Установка предназначена для перемещения (сталкивания) деталей с рольганга в термическую печь. Основным механизмом установки является шестизвенный рычажный механизм, состоящий из кривошипа 1, шатунов 2 и 4, коромысла 3, ползуна (сталкивателя) 5 и стойки 6 (рис. 3а). График изменения усилий, действующих на ползун 5 при рабочем (р.х.) и вспомогательном (в.х.) ходах, приведен на рис. 3б.

Привод установки состоит из зубчатой передачи (колеса Z_5 и Z_6 , модуль $m = 5$ мм), двухрядного планетарного редуктора 7 (число блоков сателлитов $K = 3$, модуль зубчатых колес $m_1 = 3$ мм) и электродвигателя 8 (рис. 3в). На выходном валу редуктора установлен маховик 9, обеспечивающий требуемый коэффициент неравномерности вращения кривошипа $\delta = 1/20$.

Подача деталей с конвейера на рольганг осуществляется толкателем 11 кулачкового механизма, кулачок 10 которого установлен на валу кривошипа 1. График изменения ускорения толкателя дан на рис. 3г. Допустимый угол давления в кулачковом механизме $[\theta] = 25^\circ$.

Исходные данные

таблица 3

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Единица СИ	Числовые значения для вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
1	Ход ползуна 5	H	м	0,89	0,9	0,95	1,0	0,92
2	Длина коромысла 3	l_{DE}	м	1,2	1,1	1,15	1,3	1,4
3	Координаты оси А	a	м	1,1	1,05	1,08	1,09	1,07
		b	м	0,4	0,36	0,34	0,35	0,33
4	Усилие сталкивания	F_c	кН	12	10	11	13	14
5	Массы звеньев 2, 3, 4 и 5	m_2	кг	40	42	38	36	34
		m_3		160	150	145	155	160
		m_4 m_5		30	28	25	30	24
6	Частота вращения кривошипа 1	n_1	1/с	1,0	0,78	0,77	0,72	1,4
7	Момент инерции зубчатых колес, приведенный к валу кривошипа 1	$J_{зк}^{пр}$	кг·м ²	3,8	4,0	4,2	4,4	4,5
8	Угловая координата кривошипа 1 (для силового расчета механизма)	φ_1	град	30	45	60	120	150
9	Передаточное отношение планетарного редуктора	U_{th}	-	13	19	17	16	11
10	Число зубьев колес зубчатой передачи	Z_5	-	10	15	14	19	11
		Z_6	-	20	28	26	25	20
11	Ход толкателя кулачкового механизма	h_N	м	0,02	0,015	0,025	0,024	0,022
12	Угол поворота кулачка при удалении толкателя	φ_{yo}	град	40	42	44	46	48
13	Угол дальнего стояния толкателя	φ_{oc}	град	10	20	15	10	20

Примечания:

1. Центры масс S_2 , S_3 и S_4 звеньев 2, 3 и 4 находятся в середине их длин. Моменты инерции этих звеньев относительно их центров масс определяют по формуле $J_s = \frac{m \cdot l^2}{12}$.
2. Сила трения F_T в направляющих ползуна составляет 10% от усилия сталкивания F_c ;
3. Построение графика $M_c^{пр}(\varphi_1)$ рекомендуется начать с положения АВ' кривошипа 1 (начала рабочего хода механизма).

Задание 4

Проектирование и исследование механизмов установки для укладки арматурной проволоки

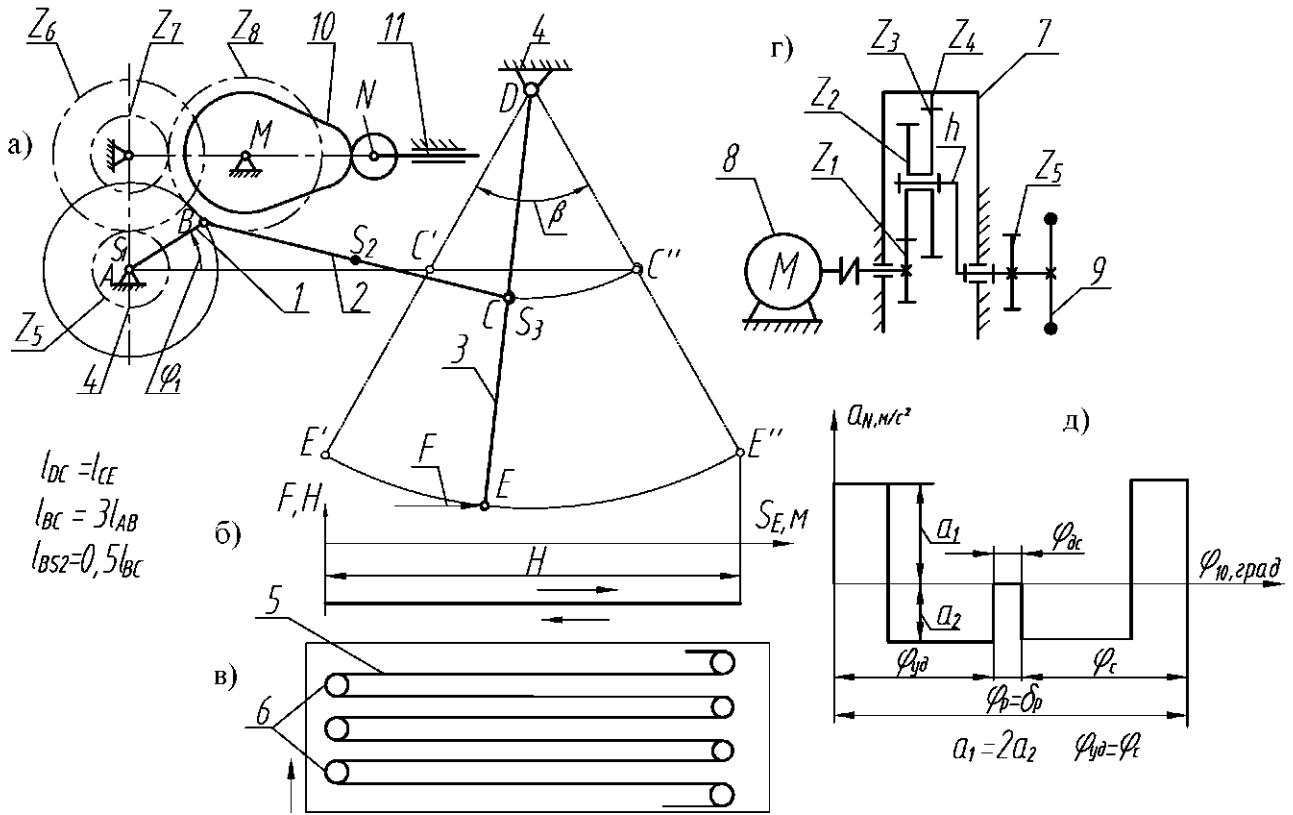


Рис. 4 Механизмы установки для укладки арматурной проволоки

Установка предназначена для укладки арматурной проволоки на конвейер. Основным механизмом установки является четырехзвенный рычажный механизм (рис. 4а), состоящий из кривошипа 1, коромысла 3, шатуна 2 и стойки 4. Сила F сопротивления при укладке приложена к точке E коромысла 3, является постоянной величиной (рис. 4б) и направлена по касательной к траектории этой точки. В крайних положениях DE' и DE'' коромысла 3 сила F меняет свое направление. Проволока 5 укладывается между штырьками 6 конвейера (рис. 4в), который движется перпендикулярно плоскости рычажного механизма.

Привод установки состоит из двухрядного планетарного редуктора 7 (число блоков сателлитов $K = 3$, модуль зубчатых колес $m_1 = 2$ мм) и электродвигателя 8 (рис. 4г). На выходном валу редуктора установлен маховик

9, обеспечивающий требуемый коэффициент неравномерности вращения кривошипа $\delta = 1 / 20$.

Кулачковый механизм предназначен для отрезки секций уложенной проволоки. Кулачок 10 жестко связан с зубчатым колесом 7 и получает вращение от кривошипа 1 через зубчатую передачу, состоящую из колес Z_5, Z_6, Z_7 и Z_8 (модуль колес $m = 5$ мм). Закон движения толкателя 11 кулачкового механизма дан на рис. 4д. Допустимый угол давления в кулачковом механизме $[\theta] = 25^\circ$.

Исходные данные

таблица 4

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Единица СИ	Числовые значения для вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
1	Ширина укладки проволоки	H	м	0,4	0,36	0,32	0,4	0,36
2	Угол поворота коромысла 3	β	град	60	56	52	60	56
3	Коэффициент изменения средней скорости коромысла	K	-	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
4	Средняя скорость укладки проволоки	$V_{\text{ср}}$	м/с	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6
5	Массы звеньев 3 и 2	$m_3 = 2m_2$	кг	10	9,6	9,2	9	9,4
6	Усилие, необходимое для укладки проволоки	F	Н	500	480	450	490	470
7	Момент инерции зубчатых колес, приведенный к валу кривошипа 1	$J_{\text{ЗК}}^{\text{пр}}$	кг·м ²	4	4,2	3,8	4,4	4,5
8	Угловая координата кривошипа 1 (для силового расчета механизма)	φ_1	град	30	60	90	120	150
9	Передаточное отношение планетарного редуктора	U_{1h}	-	10	11	13	16	14
10	Числа зубьев колес	$Z_5 = Z_7$	-	12	10	13	11	14
		$Z_6 = Z_8$	-	24	20	26	22	28
11	Ход толкателя кулачкового механизма	h_N	м	0,02	0,015	0,018	0,014	0,016
12	Угол рабочего профиля кулачка	δ_p	град	150	145	155	160	140
13	Угол дальнего стояния толкателя	$\varphi_{\text{дс}}$	град	0	15	15	10	10

Примечание:

Центры масс S_2 и S_3 звеньев 2 и 3 находятся в середине их длин. Моменты инерции этих звеньев относительно их центров масс определяют по

формуле $J_s = \frac{m \cdot l^2}{12}$.

Задание 5

Проектирование и исследование механизмов упаковочного автомата

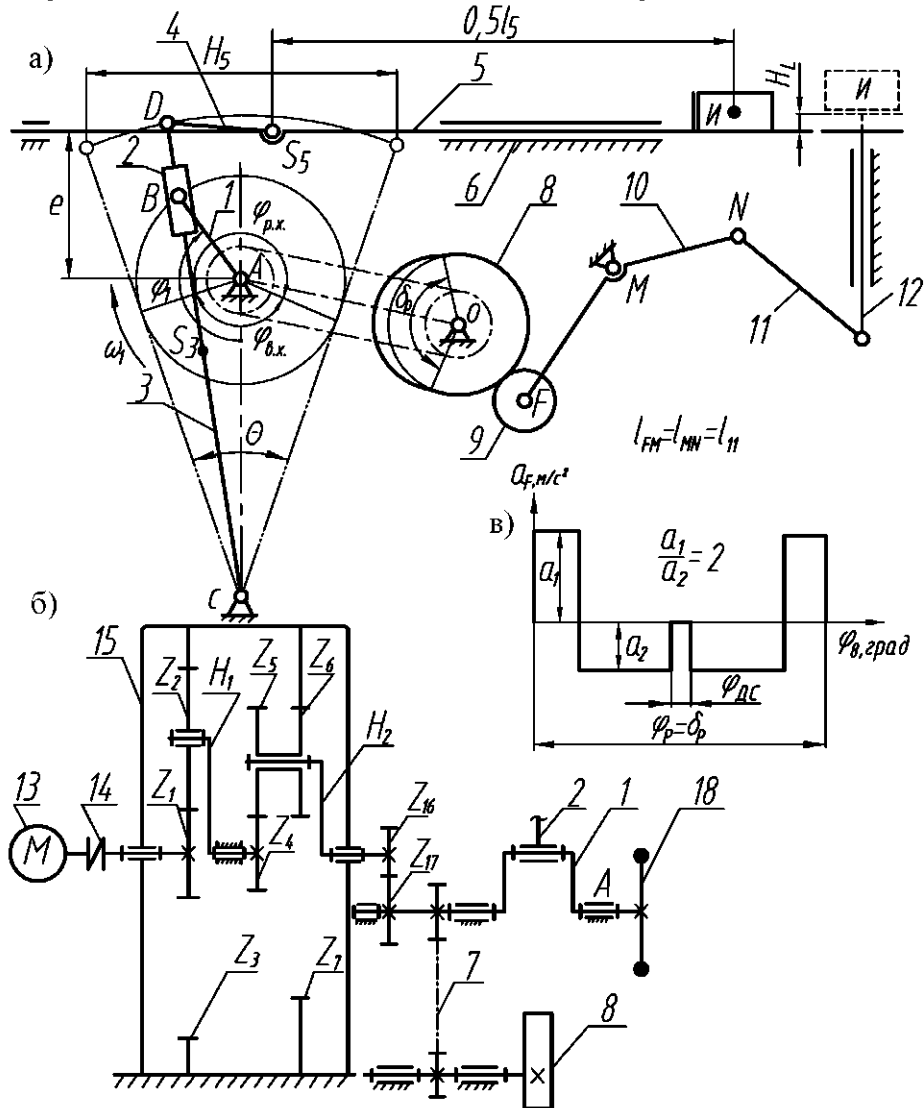


Рис. 5 Механизмы упаковочного автомата

Автомат предназначен для горизонтального и вертикального перемещений упакованных изделий в автоматизированном технологическом комплексе. Коленчатый вал 1 (рис. 5а,б) приводится в движение от электродвигателя 13 через муфту 14, планетарный редуктор 15, прямозубую зубчатую передачу Z_{16} , Z_{17} и цепную передачу 7, передаточное число которой равно единице. На коленчатом валу 1 установлен маховик 18. Рычажный шестизвенный кулисный механизм, предназначенный для горизонтального перемещения изделия И, состоит из кривошипа (коленчатого вала) 1, шатуна (кулисного камня) 2, кулисы 3, шатуна 4 и ползуна 5. При рабочем ходе механизма преодолевается сила трения F'_{5T} между ползуном 5, перемещаемым

изделием I , и направляющими стойки 6. Во время вспомогательного хода (в.х.) ползуна 5 происходит вертикальное перемещение изделия I при помощи ползуна 12 на величину H_L . Ползун 12 через шатун 11 связан с коромыслом 10 кулачкового механизма, состоящего из кулачка 8, ролика 9 и коромысла 10. Допустимый угол давления в кулачковом механизме $[\theta] = 30^\circ$. Закон изменения ускорения толкателя в зависимости от угла поворота кулачка показан на рис. 5в.

Исходные данные

таблица 5

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Единица СИ	Числовые значения для вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Ход ползуна 5	H_5	м	0,55	0,50	0,45	0,40	0,35
2	Ход ползуна 12	H_L	м	0,055	0,050	0,045	0,040	0,035
3	Частота вращения кривошипа 1	n_1	1/с	0,25	0,30	0,30	0,35	0,40
4	Коэффициент неравномерности вращения кривошипа 1	δ	-	1/25	1/24	1/24	1/24	1/22
5	Коэффициент изменения средней скорости ползуна 5	K	-	1,50	1,60	1,70	1,80	1,90
6	Отношение смещения e направляющей ползуна 5 к длине кривошипа 1	$\lambda_e = e/l_1$	-	1,20	1,15	1,20	1,15	1,30
7	Отношение длины шатуна 4 к длине кулисы 3	$\lambda_{43} = l_4/l_3$	-	0,30	0,25	0,25	0,30	0,40
8	Отношение длины кривошипа 1 к длине кулисы 3	$\lambda_{13} = l_1/l_3$	-	0,2	0,25	0,3	0,2	0,25
9	Длина ползуна 5 в долях от его хода	$\lambda_{5-15} = l_5/H_5$	-	3	4	5	3	4
10	Длина ползуна 12 в долях от его хода	$\lambda_{2-112} = l_{12}/H_L$	-	2,0	2,5	3,0	2,5	2,0
11	Масса единицы длины ползуна 5	m_{15}	кг/м	15	16	17	18	20
12	Масса единицы длины кулисы 3	m_{13}	кг/м	5	6	7	8	10
13	Масса единицы длины ползуна 12	m_{112}	кг/м	10	11	12	13	10
14	Масса изделия I	m_H	кг	25	20	30	36	40
15	Коэффициент трения в направляющих ползуна 5	f_{T56}	-	0,25	0,24	0,23	0,22	0,20
16	Момент инерции кривошипа 1 (коленчатого вала)	J_{11}	кг·м ²	0,60	0,60	0,61	0,61	0,60
17	Угловая координата кривошипа 1 (для силового расчета механизма)	φ_1	град	90	120	150	240	210
18	Число зубьев зубчатых колес	$Z_{16}; Z_{17}$	-	10;15	12;18	10;15	14;21	12;18

таблица 5 (продолжение)

1	2	3	4	5	6	7	8	9
19	Модуль зубчатых колес	m	мм	5	4	5	3	4
20	Передаточное отношение редуктора 15	U	-	66	55	55	48	42
21	Длина коромысла FM кулачкового механизма	l_{FM}	м	0,38	0,35	0,32	0,28	0,25

Примечания:

1. Центр масс кулисы 3 расположен в середине ее длины;
2. Угол рабочего профиля кулачка $\varphi_P < \varphi_{B.A.}$;
3. Принять ход толкателя кулачкового механизма $h_F = H_L$, угол дальнего стояния коромысла $\varphi_{д.с.} = 10^\circ$.

Задание 6

Проектирование и исследование механизмов автомобиля-рефрижератора

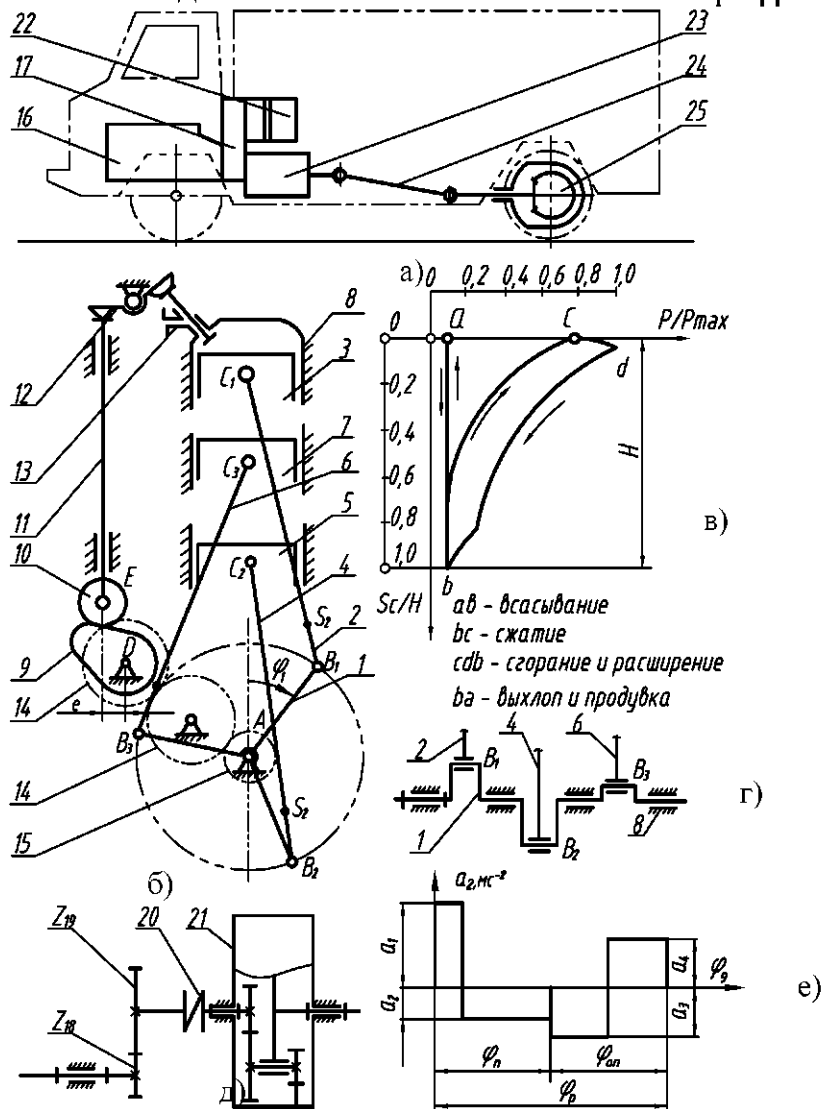


Рис. 6 Механизмы автомобиля-рефрижератора

Механизм движения автомобиля (рис. 6а) состоит из двигателя 16, раздаточной коробки 17, компрессора 22 холодильной установки, коробки скоростей 23, карданного вала 24 и ведущего моста 25, объединяющего в одном агрегате главную передачу, дифференциал и полуоси колес.

От раздаточной коробки через зубчатую передачу 18, 19, муфту 20 и планетарный редуктор 21 (рис. 6д) движение передается компрессору холодильной установки.

Двигатель внутреннего сгорания – четырехтактный, трехцилиндровый с вертикальным расположением цилиндров (рис. 6б).

Основной механизм двигателя состоит из трех одинаковых кривошипно-ползунных механизмов, кривошипы которых размещены на общем коленчатом валу со сдвигом в 120° (рис. 6г), а шатуны 2, 4, 6 и поршни 3, 5, 7 перемещаются в параллельных плоскостях. Рабочий ход четырехтактного двигателя совершается за два оборота коленчатого вала, а рабочие процессы в каждом цилиндре повторяются со сдвигом в 240° .

Характер изменения давления в цилиндрах в зависимости от хода поршня показан на индикаторной диаграмме (рис. 6в); данные для ее построения приведены в табл. 6.2.

Через зубчатую передачу 14, 15 движение от коленчатого вала передается кулачковому валу 9 механизма газораспределения и подачи топлива.

Кулачковый механизм – с поступательно движущимся толкателем привода выпускного клапана 10-13.

На рис. 6е дан закон изменения ускорения толкателя 11 по углу поворота кулачка.

Исходные данные

таблица 6.1

№ п/п	Параметр	Обозначение	Единица СИ	Числовые значения для вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Средняя скорость поршня	V_{CP}	м/с	11,73	12	13	12,6	12,8
2	Диаметр цилиндров	d	м	0,102	0,1	0,106	0,108	0,104
3	Отношение длины шатуна к длине кривошипа	$\lambda_2 = l_{BC}/l_{AB}$	-	4,5	4	3,8	4,2	4,3
4	Отношение расстояния от нижней головки шатуна до центра масс к длине шатуна	$\lambda_3 = l_{BS2}/l_{BC}$	-	0,25	0,26	0,27	0,28	0,24
5	Момент инерции шатуна 2, 4, 6	$J_{2S} = J_{4S} = J_{6S}$	кг·м ²	0,095	0,094	0,096	0,095	0,095
6	Масса шатуна	$m_2 = m_4 = m_6$	кг	0,87	0,86	0,85	0,87	0,85
7	Масса поршня	$m_3 = m_5 = m_7$	кг	0,90	0,91	0,90	0,91	0,90
8	Максимальное давление в цилиндрах	P_{max}	МПа	7,2	7,1	7,3	7,15	7,25
9	Частота вращения коленчатого вала двигателя	n_1	с ⁻¹	53,3	53,3	55	53,3	55
10	Приведенный к валу двигателя момент инерции	J_I	кг·м ²	3,2	3,1	3,0	3,3	3,25

таблица 6.1 (продолжение)

1	2	3	4	5	6	7	8	9
18	Угловая координата кривошипа 1 для силового расчета	φ_1	град	30	60	90	120	150
19	Модуль зубчатых колес Z_{18} и Z_{19}	m	мм	3,0	4,0	3,0	4,0	3,0
20	Числа зубьев колес 18, 19	Z_{18}/Z_{19}	-	15/18	14/18	16/18	16/20	14/16
21	Передаточное отношение планетарного редуктора	U	-	4	4	3,5	3,5	3
22	Число сателлитов планетарного редуктора	K	-	3	3	3	3	3
23	Модуль зубчатых колес планетарного редуктора	m_1	мм	1	1,5	2	1	1,5
23	Ход толкателя в приводе выпускного клапана	h	м	0,01	0,012	0,014	0,01	0,015
24	Допустимый угол давления в кулачковом механизме	$[\Theta]$	град	28	30	32	28	35
25	Угол рабочего профиля кулачка	φ_P	град	120	120	115	130	120
26	Отношение ускорений толкателя	a_1/a_2 a_3/a_4	- -	3 1	3 3	2 2	1,5 1	3 1
27	Отношение углов поворота кулачка при подъеме и опускании клапана	$\varphi_{\uparrow}/\varphi_{\text{оп}}$	-	2	2,2	2	2,5	1
28	Эксцентриситет толкателя	e	м	0,003	0,004	0	0,003	0,004

Давление в цилиндре двигателя в долях максимального давления
в зависимости от положения поршня

таблица 6.2

Путь поршня (в долях хода H)	S_c/H	0	0,03	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,90	0,95	1,0
Всасывание	P/P_{max}	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
Сжатие	P/P_{max}	0,6	0,45	0,39	0,3	0,19	0,13	0,08	0,06	0,02	0,015	0,01	0,015	0,02	0,02
Сгорание и расширение	P/P_{max}	0,6	1,0	0,9	0,7	0,49	0,38	0,29	0,23	0,19	0,16	0,14	0,07	0,04	0,02
Выхлоп и продувка	P/P_{max}	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02

Задание 7

Проектирование и исследование механизма инерционного конвейера

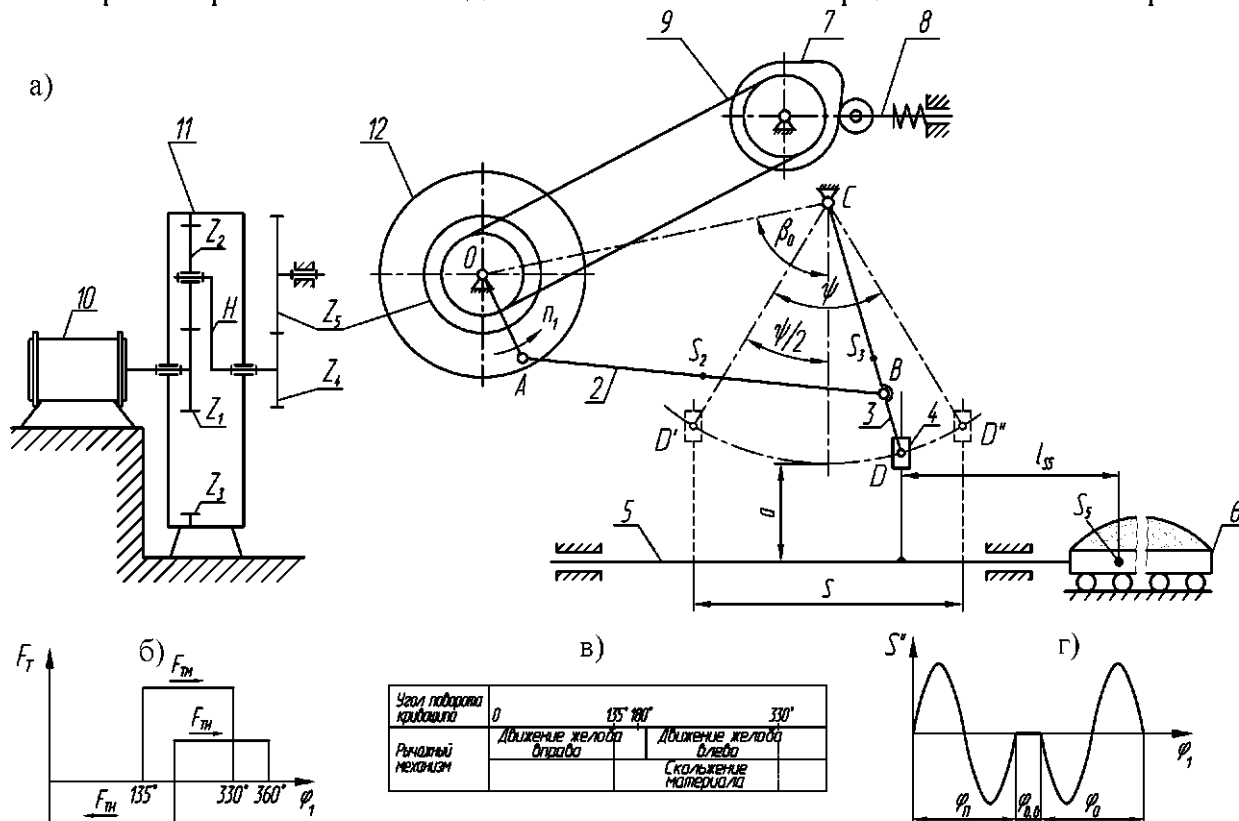


Рис. 7 Схема механизма инерционного конвейера

Инерционный конвейер (рис. 7а) предназначен для перемещения сыпучих материалов в горизонтальном направлении на расстояние 5-100 м.

Движение от электродвигателя 10 (рис. 7а) передается кривошипу 1 через планетарный редуктор 11 и зубчатую передачу Z_4-Z_5 . Рычажный механизм, состоящий из кривошипа 1, шатуна 2, коромысла 3, камня 4 и ползуна 5, обеспечивает возвратно-поступательное движение транспортирующего желоба 6. Желоб при движении вправо увлекает насыпанный на него материал. Когда отрицательное ускорение желоба достигает критического значения $a_{кр} = f_0 g$, где f_0 – коэффициент трения покоя между материалом и желобом, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$, начинается относительное скольжение материала по желобу за счет накопленной ранее кинетической энергии. Далее материал движется со скоростью, убывающей по линейному закону, до момента выравнивания скоростей материала и желоба при движении последнего влево. Материал

должен перемещаться по желобу все время в одну сторону (вправо). Для этого положительное ускорение не должно превышать критического значения.

Подача материала на желоб из бункера осуществляется кулачковым механизмом 7-8. Кулачок 7 получает вращение от кривошипного вала через цепную передачу 9 с передаточным отношением $u = 1$. Закон изменения ускорения толкателя приведен на рис. 7г. Для получения требуемой равномерности движения на кривошипном валу закреплен маховик 12.

На рис. 7б изображены графики сил трения, приложенных к желобу, $F_{Т.П.}$ (в направляющих желоба) и $F_{Т.М}$ (материала по желобу). Циклограмма механизмов показана на рис. 7в. Исходные данные приведены в табл. 7.

Исходные данные

таблица 7

№ п/п	Параметр	Обозначение	Единица СИ	Числовые значения для вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
1	Ход желоба 5	S	м	0,27	0,3	0,28	0,32	0,28
2	Угол качания коромысла 3	ψ	град	72	70	74	70	72
3	Коэффициент изменения средней скорости желоба 5	K_V	-	1,15	1,17	1,18	1,2	1,2
4	Угол, определяющий положение межосевой линии ОС	β_0	град	80	90	75	85	70
5	Частота вращения кривошипа 1	n_1	об/мин	60	65	70	75	80
6	Частота вращения электродвигателя	n_D	об/мин	900	880	870	860	850
7	Момент инерции ротора и всех зубчатых колес, приведенный к валу электродвигателя	J_P	кг·м ²	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
8	Сила трения в направляющих желоба	$F_{Т.П.}$	кН	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2
9	Сила трения материала по желобу	$F_{Т.М.}$	кН	3,6	3,9	4,2	4,5	3,9
10	Ход толкателя кулачкового механизма	h	м	0,04	0,05	0,06	0,045	0,055
11	Фазовые углы кулачка: - подъема и опускания - верхнего выстоя	$\varphi_{П} = \varphi_{О}$ $\varphi_{ВВ}$	град	60	70	80	65	75
				10	20	30	30	10
12	Числа зубьев колес 4 и 5	Z_4 Z_5	-	14	15	13	12	11
				25	26	21	18	16
13	Номинальная мощность электродвигателя	$P_{д.н.}$	кВт	1,5	1,8	2,0	2,4	2,5

Примечания:

Для всех вариантов принять:

1) $l_{CB} = 0,6l_{CD}$; $a = 0,25S$; $l_{AS2} = l_{BS2}$; $l_{CS3} = l_{DS3}$; $l_{S5} = 3$ м;

2) массы звеньев: $m_2 = ql_{AB}$; $m_3 = ql_{CD}$, где $q = 60$ кг/м, $m_5 = 500$ кг; $m_M = 1000$ кг;
 $m_T = 10h$ кг;

3) моменты инерции звеньев: $J_{S2} = 0,1m_2l_{AB}^2$; $J_{S3} = 0,1m_3l_{CD}^2$;

4) коэффициент неравномерности вращения кривошипа $\delta = 0,1$;

5) допустимый угол давления в кулачковом механизме $\theta_{доп} = 30^\circ$;

6) расчетный модуль зубчатых колес $m = 2$ мм;

7) число сателлитов в планетарном редукторе $k = 3$;

8) синхронная частота вращения электродвигателя $n_C = 1000$ об/мин.

Задание 8

Проектирование и исследование механизма кривошипно-коленного пресса

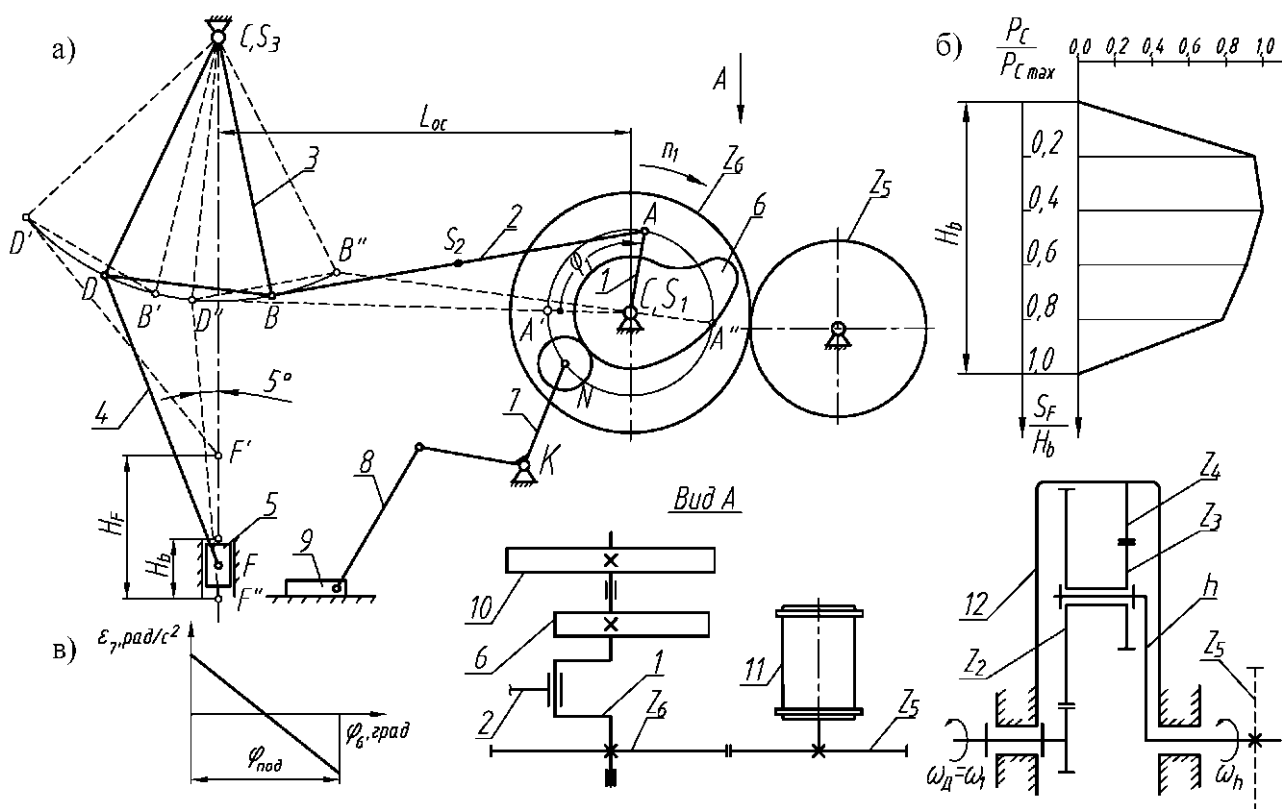


Рис. 8 Механизмы кривошипно-коленного пресса

Кривошипно-коленный пресс (рис. 8) предназначен для штамповки, холодной калибровки и чеканки. Высадочный (основной) механизм 1, 2, 3, 4, 5 является кривошипно-коромысловым. Коромысло 3 выполнено в виде шарнирного треугольника. Благодаря такой схеме рабочие скорости ползуна в конце хода малы, жесткость механизма пресса увеличивается. Коленчатый вал 1 высадочного механизма приводится в движение от электродвигателя 11 при помощи планетарного редуктора 12 (число сателлитов $K = 3$, модуль $m_l = 2$ мм) и зубчатой передачи Z_5, Z_6 (модуль $m = 5$ мм). Маховик 10 размещен на валу 1 (рис. 8а). Высадочный ползун 5 с закрепленным в нем пуансоном, совершая по вертикали возвратно-поступательное движение, осуществляет деформацию заготовки. Диаграмма усилий высадки представлена на рис. 8б. Значения усилий высадки см. табл. 8.2. Подача заготовки производится при холостом ходе (вверх) ползуна 5. Механизм подачи состоит из кулачка 6, закрепленного на коленчатом валу 1, коромыслового толкателя 7 и тяги 8 с ползуном 9,

снабженным приспособлением для подачи заготовки (рис. 8а). Закон изменения ускорения толкателя приведен на рис.8в.

Примечания:

1. При проектировании кривошипно-коромыслового механизма по заданным условиям (H_b , H_b/H_F , l_{DF} , $l_{BC}=l_{DC}$, l_{BC}/l_{BD} , K_ω) для определения положения точки C на линии перемещения ползуна 5 следует учесть, что угол между вертикалью и шатуном 4 при крайнем нижнем положении (F'') ползуна 5 должен быть не менее 5° (рис. а);
2. При определении длин кривошипа 1 и шатуна 2 центр вспомогательной окружности и точку C – центр вращения коромысла – следует располагать по разные стороны от хорды $B'B''$.

Исходные данные

таблица 8.1

№ п/п	Параметр	Обозначение	Единица СИ	Числовые значения для вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Число оборотов электродвигателя	$n_{НОМ}$	об/мин	2920	2920	2920	2920	2920
2	Число оборотов кривошипа	n_1	об/мин	140	160	130	150	140
3	Ход ползуна при высадке	H_b	м	0,030	0,035	0,040	0,030	0,040
4	Отношение высадочного хода ползуна к его полному ходу	H_b/H_F	-	1 / 3	1 / 3	1 / 2,5	1 / 3	1 / 2,5
5	Максимальное усилие высадки	$P_{C\ max}$	Н	7500	8000	6500	8500	7000
6	Длина коромысла	$l_{BC} - l_{CD}$	м	0,22	0,20	0,22	0,20	0,18
7	Отношение длин звена 3	l_{BC}/l_{BD}	-	2	2	2	2	2
8	Расстояние между осями вращения кривошипа 1 и коромысла 3	L_{OC}	м	0,28	0,30	0,30	0,28	0,37
9	Длина шатуна 4	l_{DF}	м	0,20	0,18	0,20	0,18	0,17
10	Коэффициент изменения средней скорости коромысла	K_ω	-	1,12	1,15	1,10	1,12	1,15
11	Отношение, определяющее положение центра тяжести шатуна 2	l_{AS2}/l_{AB}	-	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
12	Вес шатуна 2	G_2	Н	30	35	35	35	30
13	Вес коромысла 3	G_3	Н	40	45	40	45	40
14	Вес ползуна 5	G_5	Н	100	90	100	90	80
15	Момент инерции шатуна 2	J_{2S}	кг·м ²	0,023	0,025	0,020	0,022	0,018
16	Момент инерции коромысла 3 относительно оси C	J_{3C}	кг·м ²	0,040	0,045	0,040	0,045	0,040

таблица 8.1 (продолжение)

1	2	3	4	5	6	7	8	9
17	Коэффициент неравномерности вращения вала кривошипа	δ	-	1 / 12	1 / 15	1 / 10	1 / 12	1 / 15
18	Момент инерции планетарного редуктора, приведенный к валу э/двигателя	$J_{\text{пр}}$	кг·м ²	0,08	0,09	0,07	0,08	0,09
19	Момент инерции вала кривошипа	J_{I0}	кг·м ²	0,01	0,02	0,01	0,02	0,01
20	Угловая координата кривошипа 1 для силового расчета	φ_1	град	120	120	120	120	120
21	Угол поворота толкателя	ψ_7	град	20	22	21	20	22
22	Длина толкателя	l_{KN}	м	0,15	0,13	0,14	0,15	0,13
23	Максимальный угол давления в кулачковом механизме	$[\theta]$	град	30	35	30	35	30
24	Фазовые углы поворота кулачка $\varphi_{ВВ} \theta^\circ$	$\varphi_{\text{под}} = \varphi_{\text{сн}}$	град	100	90	100	80	100
25	Числа зубьев колес	Z_5	-	11	12	10	12	11
		Z_6	-	18	17	16	16	15

Диаграмма усилий высадки

таблица 8.2

S_F / H_b	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
P_C / P_{Cmax}	0,9	1,0	0,9	0,8	0

Задание 9

Проектирование и исследование механизмов поршневого насоса

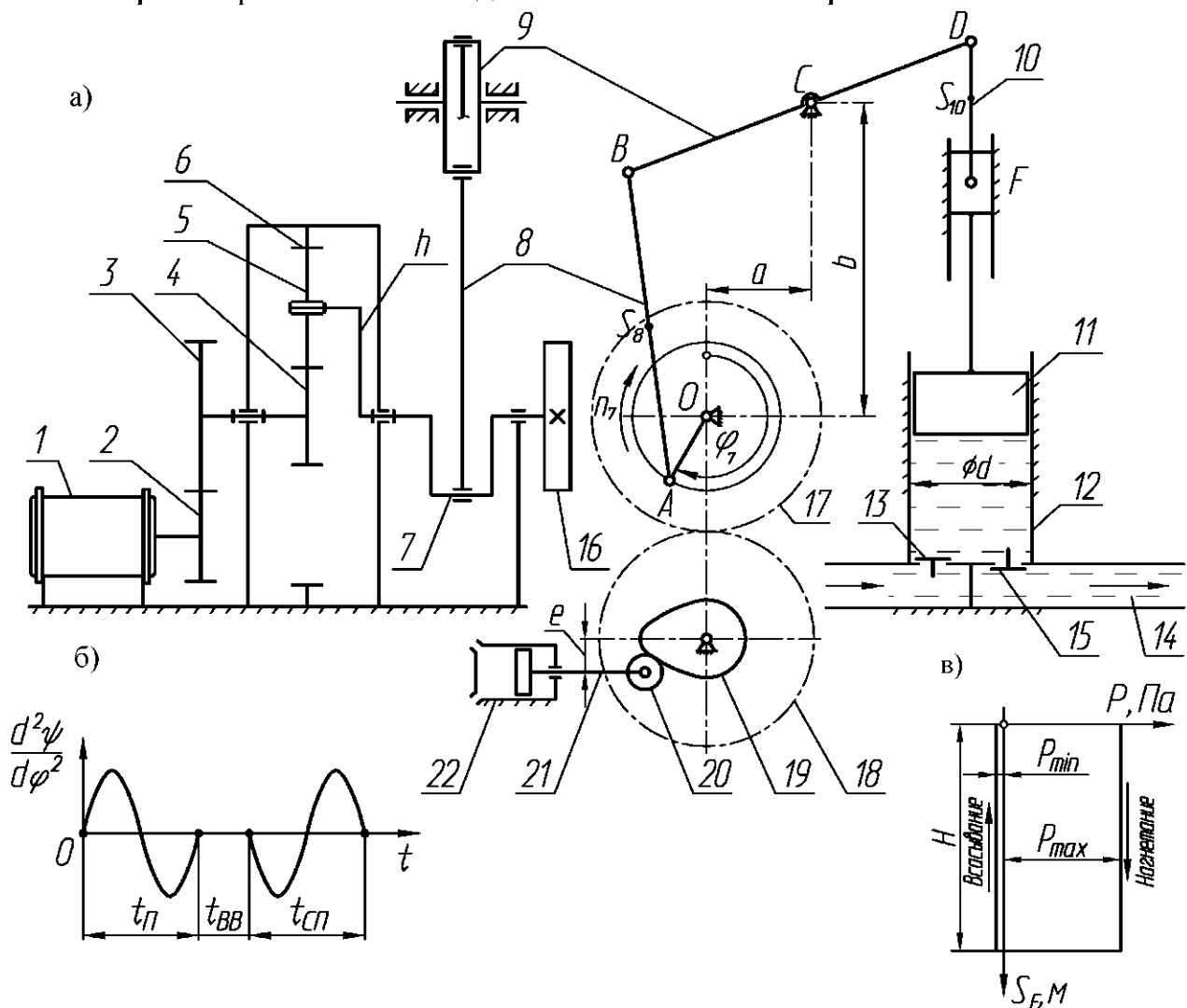


Рис. 9 Общий вид насосной установки

Вертикальный одноцилиндровый поршневой насос (рис.9а) предназначен для повышения давления жидкости в гидросистеме и подачи ее в напорный трубопровод. Насос приводится в движение асинхронным электродвигателем 1. Вращательное движение от электродвигателя через зубчатую передачу 2-3 с неподвижными осями колес и однорядный планетарный редуктор 4-5-6-h (количество сателлитов $K = 3$, модуль колес $m_I = 1,5$ мм) передается на вал 7 шестизвенного кривошипно-ползунного механизма 7-8-9-10-11. Всасывание жидкости в цилиндр 12 при ходе поршня 11 вверх осуществляется через впускной клапан 13 при давлении жидкости, близком к атмосферному (в расчете принять $P_{\text{min}}=0,1P_{\text{max}}$). Нагнетание жидкости в напорный трубопровод 14 под давлением P_{max} осуществляется через выпускной клапан 15. Изменение

давления в цилиндре по пути поршня характеризуется индикаторной диаграммой, изображенной на рис. 9в. Применение кривошипно-коромыслового механизма дает возможность обеспечить движение поршня (в период всасывания жидкости) с большей средней скоростью, чем при ходе поршня вниз (в период нагнетания), что увеличивает производительность насоса. Для обеспечения необходимой равномерности движения на кривошипном валу 7 закреплен маховик 16.

Смазка подвижных соединений механизма осуществляется под давлением масляным насосом кулачкового типа 19-20-21-22, который приводится в движение от коленчатого вала 7 через зубчатую передачу 17-18 с передаточным числом 1. Закон изменения ускорения толкателя 20 приведен на рис. 9б.

Исходные данные

таблица 9

№ п/п	Параметр	Обозначение	Единица СИ	Числовые значения для вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Частота вращения электродвигателя	$n_{ДВ}$	об/мин	960	960	960	1440	1440
2	Число оборотов вала 7	n_7	об/мин	100	105	110	115	120
3	Диаметр цилиндра	d	м	0,110	0,115	0,120	0,125	0,130
4	Ход поршня	H	м	0,120	0,130	0,140	0,150	0,160
5	Максимальное давление жидкости в цилиндре	P_{MAX}	МПа	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50
6	Коэффициент неравномерности вращения кривошипного вала 7	δ	-	1 / 12	1 / 12	1 / 10	1 / 10	1 / 8
7	Размеры звеньев	l_{BC} l_{CD} l_{DF}	м	0,17 0,16 0,10	0,18 0,17 0,10	0,19 0,18 0,10	0,20 0,19 0,10	0,21 0,20 0,10
8	Расстояние между опорами рычажного механизма	a	м	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
9	Коэффициент изменения средней скорости поршня	K_V	-	1,2	1,2	1,2	1,25	1,25
10	Момент инерции ротора электродвигателя	$J_{ЭД}$	кг·м ²	0,11	0,11	0,11	0,12	0,12
11	Приведенный к валу 7 момент инерции всего зубчатого редуктора	J_P^{HP}	кг·м ²	1,5	1,5	1,7	1,8	2,0

таблица 9 (продолжение)

1	2	3	4	5	6	7	8	9
12	Момент инерции кривошипного вала 7 (без маховика)	J_{70}'	кг·м ²	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05
13	Вес звена 11 (поршень с ползуном)	G_{11}	Н	40	40	45	45	50
14	Ориентировочный вес единицы длины звеньев 8, 9, 10	q	Н / см	0,6	0,6	0,7	0,8	0,9
15	Угловая координата звена 7 для силового расчета	φ_7	град	200	220	240	260	280
16	Числа зубьев колес 2, 3	Z_2 Z_3	-	11 17	14 19	15 20	12 21	13 24
17	Модуль зубчатой передачи 2, 3	m	мм	2,5	2,5	3	3	3,5
18	Отношение времени удаления толкателя 20 к периоду цикла	t_{Π} / T	-	0,22	0,15	0,20	0,30	0,10
19	Отношение времени верхнего выстоя толкателя 20 к периоду цикла	t_{BB} / T	-	0,08	0,05	0,10	0,12	0,08
20	Отношение времени спуска толкателя 20 к периоду цикла	$t_{СП} / T$	-	0,16	0,10	0,18	0,26	0,10
21	Ход толкателя 21 (плунжера насоса)	h	мм	0,035	0,040	0,030	0,045	0,050
22	Допускаемый угол давления	$[\theta]$	град	32	30	28	25	30
23	Эксцентриситет толкателя 21	e	м	0,010	0,012	0	0,015	0,020

Примечания:

1. Центры тяжести S_8 и S_{10} принять посередине звена;
2. Моменты инерции J_{8S} , J_{9S} , J_{10S} подсчитать по формуле $J_S = m \cdot l^2 / 12$, где m – масса звена и l – длина звена;
3. Число оборотов электродвигателя n_d при установившемся режиме определяется по механической характеристике.

Задание 10

Проектирование и исследование механизмов плунжерного насоса

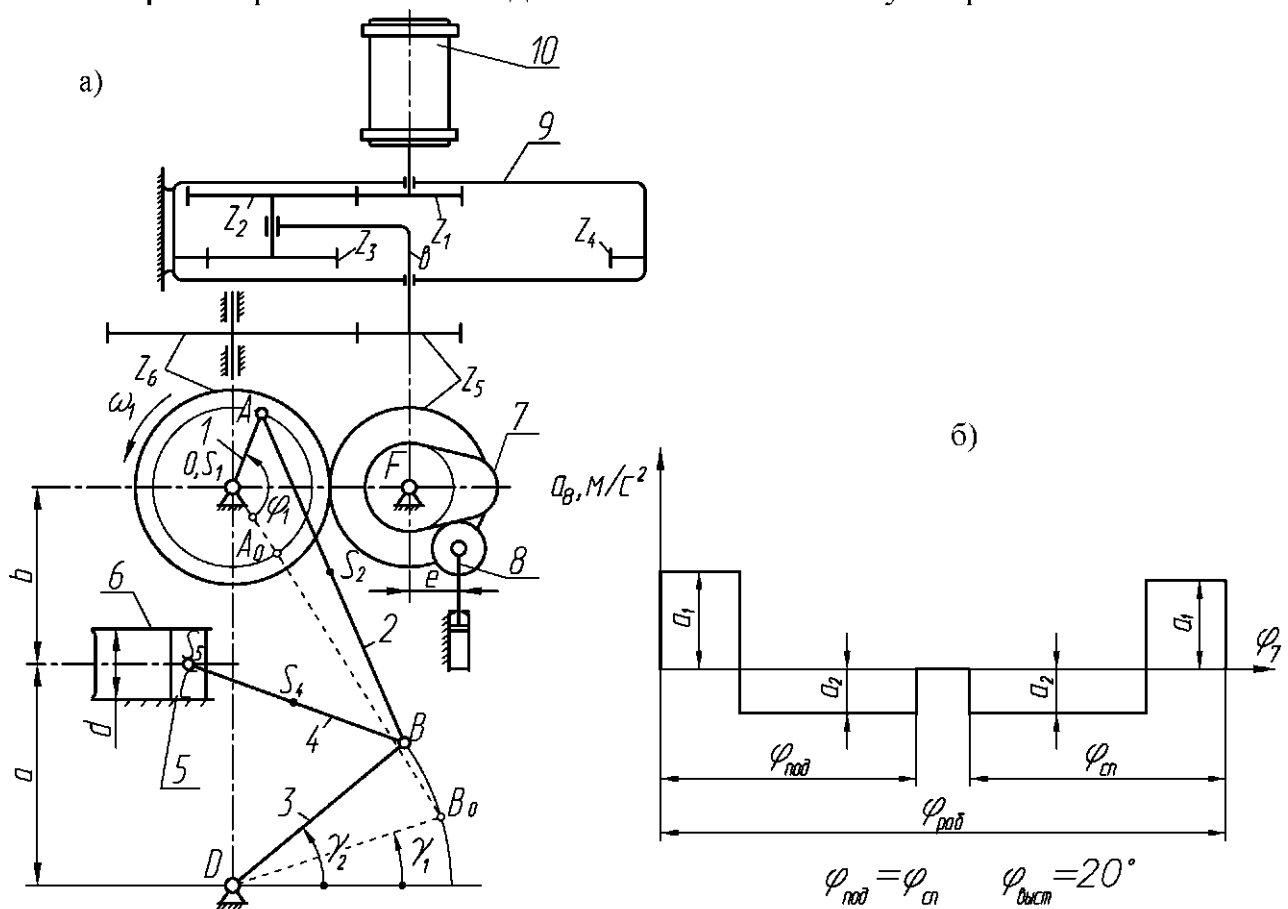


Рис. 10 Схема плунжерного насоса

На рис. 10а показана схема плунжерного насоса. Плунжерные насосы предназначены для перекачки различного рода жидкостей.

Привод насоса осуществляется от электродвигателя 10 через планетарный редуктор 9 и пару зубчатых колес Z_5 и Z_6 . С зубчатым колесом Z_6 жестко связан кривошипный вал 1 (ось O), движение от которого передается на шатун 2, который заставляет колебаться коромысло 3 вокруг оси D . Шатун 4 передает движение плунжеру 5 гидравлического цилиндра 6. Шестизвенный механизм $OABDC$ является основным механизмом плунжерного насоса.

Рабочий процесс в цилиндре 6 насоса, т.е. всасывание и нагнетание жидкости, осуществляется за двойной ход плунжера 5, чему соответствует один оборот кривошипа 1.

Смазка механизмов насоса выполняется плунжерным масляным насосом кулачкового типа. Кулачок 7 приводит в поступательное движение толкатель 8

(плунжер насоса). При проектировании кулачкового механизма необходимо осуществить заданный закон изменения ускорения толкателя (рис. 10б).

Исходные данные

таблица 10

№ п/п	Параметр	Обозначение	Единица СИ	Числовые значения для вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Координаты центра вращения O кривошипа	a	м	0,135	0,130	0,120	0,125	0,140
		b		0,225	0,225	0,225	0,225	0,225
2	Длина звеньев l_3 и l_4	$l_{CB} - l_{BD}$	м	0,185	0,170	0,180	0,190	0,200
3	Положение центра тяжести S_2	l_{AS2} / l_{AB}	-	0,30	0,35	0,40	0,30	0,40
4	Положение центра тяжести S_4	l_{BS4} / l_{BC}	-	0,30	0,40	0,30	0,35	0,30
5	Крайние положения звеньев	γ_1 γ_2	град	30	25	35	20	30
				60	65	60	50	70
6	Диаметр плунжера насоса	d	м	0,05	0,06	0,04	0,05	0,04
7	Число оборотов кривошипа 1	n_1	об/мин	100	120	130	100	80
8	Число оборотов вала электродвигателя	n_0	об/мин	975	1440	1440	975	975
9	Давление жидкости в цилиндре при нагнетании (по ходу плунжера – постоянное)	P	МПа	2,5	2,8	3,0	2,0	2,5
10	Вес шатуна 2	G_2	Н	200	210	250	170	190
11	Вес шатуна 4	G_4	Н	160	170	150	170	200
12	Вес ползуна с плунжером	G_5	Н	500	550	550	450	500
13	Момент инерции шатуна 2	J_{2S}	кг·м ²	0,060	0,065	0,050	0,070	0,055
14	Момент инерции шатуна 4	J_{4S}	кг·м ²	0,050	0,045	0,050	0,055	0,060
15	Момент инерции кривошипного вала	$J_{10'}$	кг·м ²	0,010	0,012	0,009	0,012	0,015
16	Момент инерции ротора электродвигателя	J_0	кг·м ²	0,040	0,040	0,045	0,045	0,050
17	Момент инерции редуктора, колеса 5 и кулачка, приведенный к валу кривошипа	J_{11P}	кг·м ²	0,16	0,10	0,09	0,08	0,14
18	Коэффициент неравномерности вращения кривошипа 1	δ	-	1 / 10	1 / 12	1 / 9	1 / 11	1 / 14
19	Координата для силового расчета	φ_1	град	30	35	25	15	10
20	Угол рабочего профиля кулачка	$\varphi_{РАБ}$	град	240	250	200	150	140

таблица 10 (продолжение)

1	2	3	4	5	6	7	8	9
21	Ход плунжера масляного насоса	h	м	0,016	0,020	0,030	0,017	0,025
22	Угол давления в кулачковом механизме	$\theta_{дон}$	град	30	25	30	20	30
23	Смещение толкателя 8	e	м	0,007	0,010	0,020	0,025	0,010
24	Соотношение между ускорениями толкателя	$v = a_1 / a_2$	-	3	2,5	2	2,7	2,3
25	Числа зубьев колес 5 и 6	Z_5 Z_6	-	12 25	11 15	12 14	11 15	13 16
26	Модуль зубчатых колес 5 и 6	m	мм	5	4	5	4	4
27	Число сателлитов в редукторе 9	K	-	3	3	3	3	3

Примечания:

1. Определение основных размеров механизма произвести по заданным l_{OD} , l_{CB} , l_{BD} . Крайние положения звена 3 определяются углами γ_1 и γ_2 ;
2. Давление жидкости в цилиндре 6 при всасывании считать равным атмосферному;
3. При силовом расчете механизма угол φ_1 отсчитывается от положения кривошипа, при котором механизм находится в крайнем положении при угле коромысла, равном γ_1 .