

ЗАДАНИЕ № 26

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА КАЧАЮЩЕГОСЯ
КОНВЕЙЕРА

Качающийся конвейер (рис.26-1) предназначен для перемещения сыпучего материала в горизонтальном направлении. В качестве привода использован электродвигатель I0 и зубчатая передача, состоящая из планетарного редуктора II и простой зубчатой пары Z_5, Z_6 . Подача материала на желоб 5 из бункера 9 осуществляется во время совместного движения желоба и материала механизмом подачи, состоящим из кулачка 7 с толкателем 8. Закон изменения ускорения толкателя см. рис.42а,б,в,г,д.

Механизм транспортировки материала состоит из желоба 5 на роликовых опорах 6, совершающего возвратно-поступательное движение за счет движения звеньев основного шарнирно-рычажного механизма I,2,3,4. На валу O_1 приводила закреплен маховик. Желоб при своем движении увлекает за счёт сил трения насыпанный на него материал. Движение материала совместно с желобом возможно при величине силы трения

$$F_{жм} = G_m f_n \geq \frac{G_m}{g} \cdot a.$$

Если ускорение желоба $a \geq a_{kp} = f_n g$, то имеет место относительное движение материала вдоль желоба за счёт накопленной ранее кинетической энергии. В этот период между желобом и материалом существует сила трения $F_{жм} = G_m f_d$, за счёт которой обеспечивается равнозамедленное движение материала по желобу до момента выравнивания их скоростей. Передвижение материала по желобу осуществляется со скоростью

$$v_m = v_{отр} - a't,$$

где $v_{отр}$ — скорость желоба в момент отрыва материала при $a' = f_d g$.

Когда скорости материала и желоба сравняются по величине и направлению, материал с желобом будут перемещаться опять вместе с одинаковой скоростью. Сила трения между желобом и роликовыми опорами

$$F_H = (G_K + G_M) f_1.$$

Объем и содержание 1 листа курсового проекта

Проектирование и кинематическое исследование кривошипно-коромыслового механизма и определение его закона движения.

1. Определение основных размеров кривошипно-коромыслового механизма (рис.26-1) по заданным условиям ($K_W, \gamma_3, \ell_4, \Psi_3, S_D$).
2. Построение планов скоростей при кинематическом исследовании основного механизма для двенадцати положений кривошипа I.
3. Построение диаграммы перемещения, скорости и ускорения желоба (точки D). Диаграмма скорости строится по данным планов скоростей; диаграмма ускорений строится графическим дифференцированием графика скорости.
4. Определение перемещения материала относительно желоба за один цикл и интервала времени этого перемещения.
5. Построение диаграммы сил трения, приложенных к желобу, в зависимости от его положения.
6. Определение момента инерции маховых масс, обеспечивающих вращение кривошипа I при установившемся режиме работы с заданным коэффициентом неравномерности. Определение момента инерции дополнительной маховой массы (маховика).
7. Построение диаграммы изменения угловой скорости кривошипа I за время одного цикла установившегося режима работы.

Примечания: 1. Веса звеньев заданы ориентировочно. 2. Моменты инерции звеньев подсчитывать по формуле $J_S = \frac{m\ell^2}{10}$ [кг·м·сек²], где m – масса стержня, ℓ – длина звена. 3. Положение центров тяжести считать посередине длины звеньев.

Объем и содержание листов 2,3,4 см. приложение.

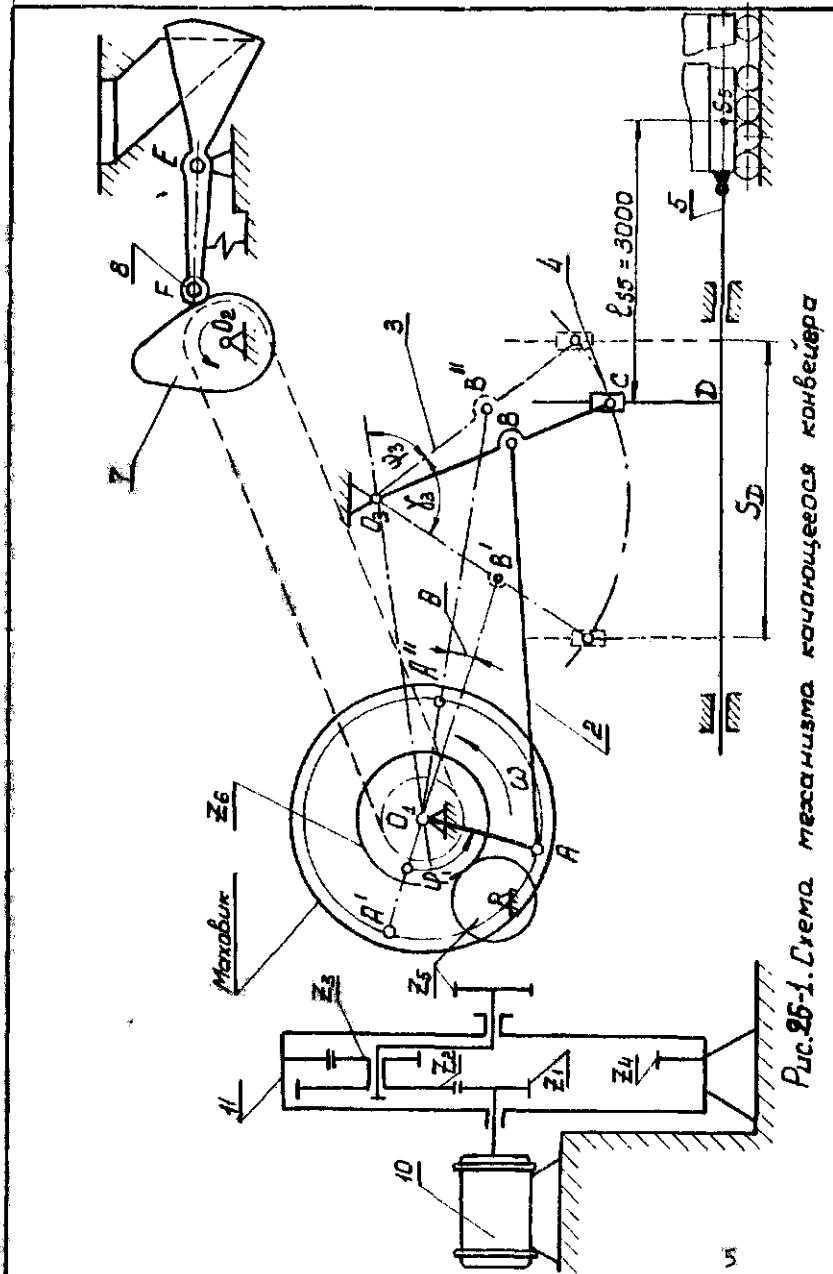


Таблица 26-1

Исходные данные

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
				A	B	V	T	Z
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Длина кривошипа	ℓ_1	м	0,09	0,10	0,105	0,11	
2	Угол качания коромысла	δ_3	град	72	74	76	78	70
3	Угол начального положения коромысла	ψ_3	град	65	68	70	72	70
4	Коэффициент изменения скорости ведомого звена 3	K_3	-	1,15	1,2	1,25	1,3	1,20
5	Ход желоба 5	S_5	м	0,27	0,275	0,285	0,275	0,28
6	Угловая координата кривошипа 1 для следового расчета	ψ_1	град	30	60	90	120	150
7	Вес кривошипа	G_1	кг	49	52	54	58	58
8	Вес шатуна	G_2	кг	49	50	52	54	56
9	Вес коромысла	G_3	кг	140	145	150	155	160
10	Вес желоба	G_4	кг	660	670	680	690	700
11	Вес материала в желобе	G_5	кг	1500	1600	1700	1800	1900
12	Коэффициент трения скольжения между материалом и желобом: в скользящем движении	f_1	-	0,5	0,52	0,54	0,55	0,56
		f_2	-	0,3	0,32	0,34	0,35	0,36

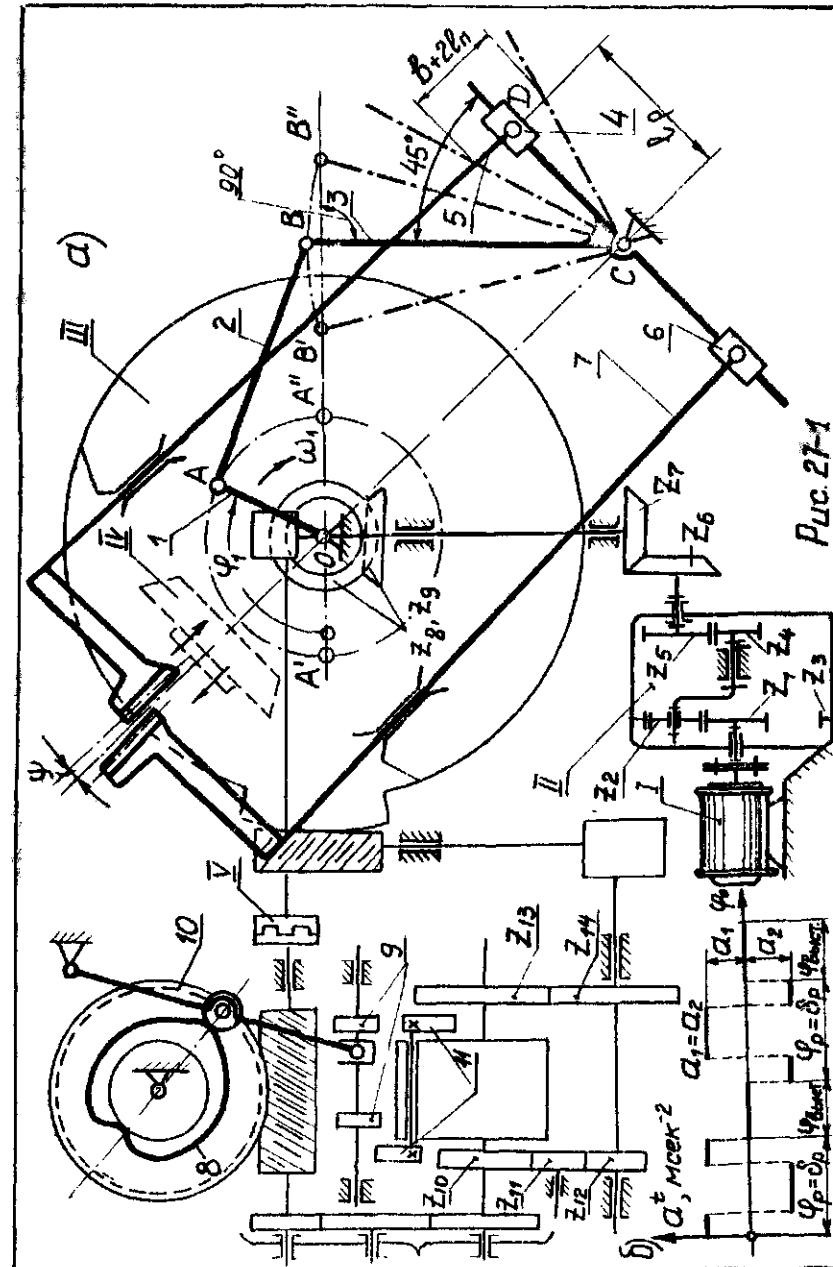
№ п/п	2	3	4	5	6	7	8	9
13	Приведенный коэффициент трения между желобом и роликовыми опорами	f_1	-	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
14	Число оборотов электродвигателя	n_g	об/мин	770	770	770	770	770
15	Маховой момент ротора электродвигателя	GD^2	кгм ²	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
16	Приведенный к валу кривошипа планетарный момент планетарного редуктора, зубчатой пары и коленчатого вала	GD^2	кгм ²	800	820	850	880	900
17	Число оборотов кривошипа	n_1	об/мин	71,5	70	68	65	62
18	Коэффициент неравномерности вращения кривошипа	$\sigma_{\text{кр}}$	-	1/8	1/10	1/9	1/7	1/7
19	Дуговое перемещение центра ролика толкатель	H_F	м	0,040	0,045	0,048	0,050	0,046
20	Максимальный угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{\text{доп}}$	град	30	30	30	30	30
21	Угол рабочего профиля кулачка	$\delta_{\text{раб}}$	град	130	140	150	160	170
22	Длина толкателя	ℓ_{FE}	м	5	5	5	5	5
23	Модуль зубчатой передачи Z_5, Z_6	m	-	3	3	3	3	3
24	Число сателлитов в планетарном редукторе	K	-	12;20	11;21	10;18	13;19	9;22
25	Число зубьев	Z_5, Z_6	-					

ЗАДАНИЕ № 27

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ

ЗУБОСТРОГАЛЬНОГО СТАНКА ДЛЯ НАРЕЗАНИЯ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС

Нарезание зубьев колеса на зубострогальном станке производится двумя резцами, совершающими возвратно-поступательное движение и работающими попарно. Обкаточное движение осуществляется вращением резцовой головки III совместно с резцами и вращением заготовки IV (рис.27-Іа). Длина хода резцов H , установленных на ползунах 5 и 7 механизма строгания, определяется в зависимости от длины зуба δ нарезаемого колеса и длии перебегов ℓ_p в начале и в конце хода ползунов. Средняя скорость движения ползунов определяется скоростью резания V_{cr} . Ползуны 5 и 7 перемещаются относительно направляющих, расположенных в резцовой головке III станка и устанавливаемых под углом ψ . Движение ползунов 5 и 7 осуществляется при помощи восемьмизвездного рычажного механизма, представляющего собой соединение шарнирного четырехзвенника (звенья I, 2, 3) с кулисно-ползунным механизмом (звенья 3, 4, 5, 6, 7). Коэффициент изменения средней скорости коромысла 3 равен $K_\omega = 1$ (точки A^I, A^{II}, B^I, B^{II} расположены на одной прямой). Кривошип 1 получает вращение от электродвигателя I через планетарный редуктор II и конические зубчатые передачи Z_6, Z_7 и Z_8, Z_9 . Реверсирование вращения механизмов обката производится попарным включением зубчатых передач Z_{10}, Z_{11}, Z_{12} и Z_{13}, Z_{14} с помощью роликов 9 и собачек 11, вводимых в зацепление кулачковым механизмом, состоящим из кулачка 8 и качающегося толкателя 10. При проектировании линий движения ползунов считать параллельными, отстоящими от оси С на расстояние ℓ_p (принять угол $\psi = 0$). При проектировании кулачкового механизма необходимо обеспечить заданный закон изменения ускорений толкателя (рис. 27-Іб).



Исходные данные

Таблица 27-1

№/п	Наименование параметра	Обозна-чение	Размер-ность	Числовые значения для вариантов			
				A	B	V	Г
1	Длина зуба нарезаемого колеса	δ	м	0,030	0,060	0,070	0,080
2	Длина передела резца в долях от δ	$\ell_{\text{р}}$	м	0,055	0,055	0,055	0,055
3	Средняя скорость резания	$v_{\text{ср}}$	м/сек	37	40	35	30
4	Число оборотов электродвигателя	n_d	об/мин	2800	1440	1440	1440
5	Межосевое расстояние между опорами кри- вощипника и шатуна	$\rho_{\text{ос}}$	м	0,12	0,15	0,16	0,18
6	Сила резания	$P_{\text{рез}}$	кН	45	80	130	200
7	Вес ползуна	G_5	кН	5	7	10	15
8	Вес кулисы	G_7	кН	5	7	10	15
9	Вес шатуна	G_2	кН	3	5	7	10
10	Момент инерции кулисы относительно оси, проходящей через ее центр тяжести	J_{53}	кгм ²	0,013	0,022	0,027	0,030
11	Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр тяжести	J_{52}	кгм ²	0,01	0,01	0,012	0,012
12	Отношение расстояния от точки А до центра тяжести шатуна к длине шатуна	$\frac{A5_2}{AB}$	м	0,5	0,5	0,5	0,5
13	Установочный размер для резца	ρ	м	0,07	0,10	0,11	0,12

№/п	Наименование параметра	Обозна-чение	Размер-ность	Числовые значения для вариантов			
				A	B	V	Г
14	Коэффициент неравномерности враше- ния кривошипника	δ	$\frac{1}{25}$	$\frac{1}{33}$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{25}$
15	Маховой момент ротора электродвигате- ля	GD_A^2	кН ²	0,9	0,9	0,9	0,9
16	Маховой момент зубчатых механизмов, приведенный к валу электродвигателя	GD	кН ²	1,5	2	2,70	9,8
17	Угловая координата для силового рас- чета	φ_1	град	120	90	90	120
18	Максимальный подъем толкателя	h	м	0,02	0,02	0,025	0,03
19	Длина толкателя	l_t	м	0,13	0,12	0,14	0,14
20	Число оборотов кулака	n_k	об/мин	6,7	8,0	5,5	3,75
21	Максимально допустимый угол давления толкателя	$\alpha_{\text{зап}}$	град	30	35	35	30
22	Угол выстоя толкателя	$\varphi_{\text{выст.}}$	град	120	120	120	120
23	Угол рабочего профиля кулака	$\varphi_{\text{раб.}}$	град	60	60	60	60
24	Число зубьев колеса 5	Z_5	-	12	12	10	10
25	Число зубьев колеса 4	Z_4	-	19	16	18	16
26	Модуль зубчатых колес Z_4 и Z_5 и же- лес планетарного редуктора	m	м	10	10	12	12
27	Число зубьев конической пары	Z_6/Z_7	-	34/34	34/34	34/34	34/34
28	Число сателлитов в планетарном редукторе K	Z_8/Z_9	-	42/42	42/42	42/42	42/42
29	Число сателлитов в звездочечной паре	K	3	3	3	3	3

Примечание. 1. Размеры звеньев механизма определять по заданным условиям ($H = \delta + 2\ell_n$, $\ell_p = \ell_{\text{ср}}$). 2. Число оборотов кривошипа ($1/2 \cdot 60/n_k$) определять по заданным δ .

$$\ell_p = \ell_{\text{ср}}$$

ЗАДАНИЕ № 28

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ

ПОПЕРЕЧНО-СТРОГАЛЬНОГО СТАНКА

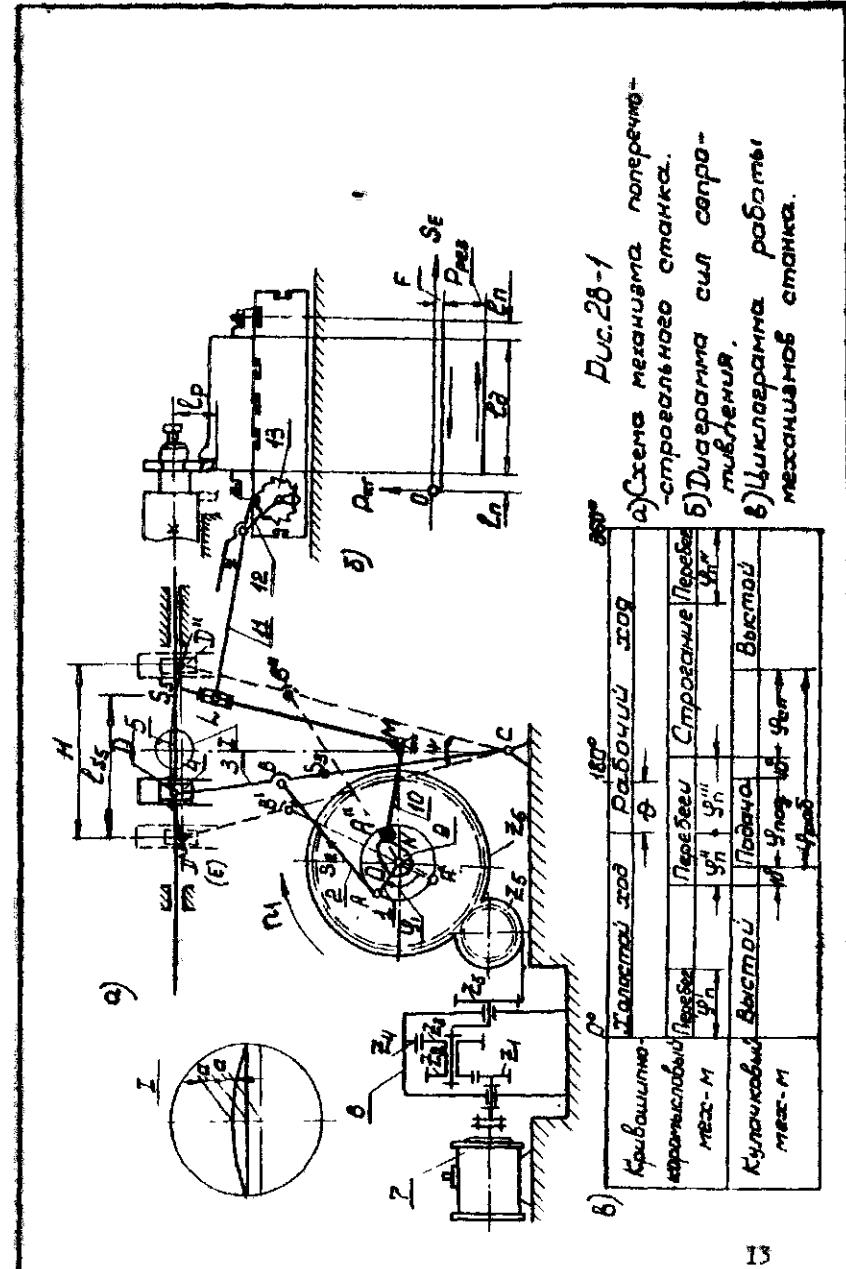
Поперечно-строгальный станок предназначен для строгания поверхностей. Основным механизмом является шестизвездный кривошипно-коромысловый механизм (рис. 28-1а), состоящий из кривошипа I, матуна 2, коромысла 3, ползунов 4 и 5. Привод состоит из зубчатой передачи Z_5, Z_6 , планетарного редуктора 8 и электродвигателя 7. Диаграмма сил сопротивления движению ползуна 5 показана на рис. 28-1б.

Число двойных ходов ползуна 5 в минуту, равное числу оборотов кривошипа (n_1 , об/мин), определяют по заданной скорости резания $V_{рез}$, коэффициенту изменения скорости $K_{V5} = K_{\omega_3}$ и ходу ползуна H .

Перемещение стола на величину подачи производится с помощью ходового винта. Поворот винта производится посредством храпового механизма, состоящего из колеса I3, рычага I2 с со-бачкой, тяги II и коромыслового толкателя 10 (рис. 28-1а). Поворот толкателя 10 осуществляется дисковым кулачком 9, который закреплен на валу 0 кривошипа. Регулирование подачи стола производится путем изменения длины рычага I1.

При проектировании кулачкового механизма необходимо обеспечить заданный закон движения толкателя (см. рис. 42г) и осуществить подачу стола во время перебегов резца в конце холостого и в начале рабочего ходов в соответствии с циклограммой (рис. 28-1в).

Примечание. Размеры звеньев кривошипно-коромыслового механизма определять по заданным условиям ($H, K_{V5} = K_{\omega_3}, l_{dc}, \frac{l_{dc}}{l_{sc}}, \frac{l_{dc}}{l_{bc}}$).



Источник данных

Таблица 29-1

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовое значение выражений				
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Ход ползуна 5	H	m	0,3	0,26	0,3	0,24	0,25
2	Длина передела резца	L_{78}	m	0,089	0,089	0,089	0,089	0,089
3	Число оборотов электродвигателя	$K_{VS} = K_{V3}$	od/min	950	1420	930	1440	940
4	Коэффициент изменения скорости	$\beta_{рез}$	m/min	1,4	1,5	1,4	1,75	1,4
5	Скорость резания	ℓ_{CO}	m/min	30	26	30	27	25
6	Длина коромысла	ℓ_{SC}	m	0,6	0,7	0,6	0,8	0,8
7	Относительная длина звена 3	$\ell_{SC}: \ell_{SC}$	$-$	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
8	Относительная определенная положение:	$\ell_{SC}: \ell_{BA}$	$-$	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
9	Ц.т. инструма	ℓ_{SC}	m	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
10	Межосевое расстояние	ℓ_{SS}	m	0,35	0,4	0,34	0,45	0,34
11	Координата ц.т. ползуна 5	ℓ_{CO}	m	0,184	0,184	0,183	0,21	0,21
12	Вылет резца	P_{rea}	m	0,09	0,08	0,10	0,10	0,08
13	Сила трения между ползуном 5 и направляющим	F	N	20	18	20	17	19
14	Вес ползуна 5	G_5	N	70	75	50	65	60
15	Вес коромысла 3	G_3	N	38	30	20	25	24
16	Вес ползуна 2	G_2	N	8	9	6	7	7
17	Момент инерции коромысла	J_{245}	$N\cdot m^2$	0,07	0,08	0,1	0,13	0,12

1	2	3	4	5	6	7	8	9
18	Момент инерции шатуна	$J_{2,5}$	$N\cdot m^2$	0,06	0,07	0,05	0,05	0,04
19	Коэффициент параллельности шатуна крикетки	δ	$-$	$\frac{1}{20}$	$\frac{1}{20}$	$\frac{1}{20}$	$\frac{1}{20}$	$\frac{1}{20}$
20	Массовый момент ротора электродвигателя	$GD^2_{rot.}$	$kg\cdot m^2$	0,42	0,43	0,25	0,16	0,4
21	Массовый момент звуковых механизмов, приведенный к валу эл.двигателя	GD^2	$kg\cdot m^2$	1,5	0,6	1,6	0,62	1,3
22	Угловая координаты для силового редуктора (рис.1а)	φ_1	град	72	90	70	105	120
23	Длина толкателей	ℓ_{MAN}	m	0,2	0,15	0,3	0,13	0,16
24	Максимальный угол толкателя	β_{MAN}	m	0,04	0,05	0,05	0,05	0,05
25	Максимально допустимый угол между толкателем и толкателем	α_{MAN}	град	30	35	30	35	35
26	Соотношение между величинами ускорения толкателей	$V = \frac{\alpha_{MAN}}{\alpha_{Z}}$	$-$	2,0	2,5	3,0	1,0	1,0
27	Число зубьев колеса 5, 6	Z_5	$-$	12	12	18	12	12
28	Число зубьев колес 5, 6	Z_6	$-$	3,0	3,5	10	18	18
29	Угол наклона зуба для конус 5, 6	β	m	0	0	25	20	20
30	Угол симметрии з винкетарии разъема	α	m	-	3,0	3,0	3,0	3,0

ЗАДАНИЕ № 29

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ПОДАЧИ СТАНКА-АВТОМАТА

Подача пруткового материала осуществляется цангой, соединенной с кулисой 5, которая приводится в движение от электродвигателя 8Д через систему механизмов (рис.29-1а). Весь цикл работы продолжается в течение одного оборота кулачка 1 и состоит из четырех этапов (рис.29-1в).

Первый этап (t_1). Цанга 4 (рис.29-1б) с упругими лепестками движется слева направо и подает пруток P до упора Y . После этого цанга продолжает еще некоторое время двигаться слева направо, скользя по прутку. На звено 5 действует сначала сила сопротивления P_c' (рис.29-1г), вызванная трением о неподвижную направляющую $ММ$, а затем, после достижения прутком упора, — сила сопротивления P_c'' , увеличенная за счет трения цанги о пруток.

Второй этап (t_2). Происходит захват прутка специальным устройством (на рис.29-1б не показано) и отрезка заготовки заданной длины l . В это время звено 5 неподвижно.

Третий этап (t_3). Цанга, двигаясь обратно (справа налево), скользит по захваченному прутку. К звену 5 приложена сила P_c''' .

Четвертый этап (t_4). Пряток освобождается, а отрезной резец отводится. В течение четвертого этапа звено 5 неподвижно.

Примечания, касающиеся выполнения листа № 1.

1. Построение механизма в различных позициях следует выполнять, начиная с точкой K , лежащей на оси кулисы (рис.29-1а), положения которой определяются двукратным интегрированием кинематической диаграммы (рис.29-1в). Для этого этапы t_1 и t_2 разбиваются на 8 равных интервалов каждый. 2. В качестве звена приведения рекомендуется принять звено 4. Приведение сил и масс производить, используя планы скоростей и зависимости $V_k = f(\varphi_i)$, полученные интегрированием заданной кинематической диаграммы.

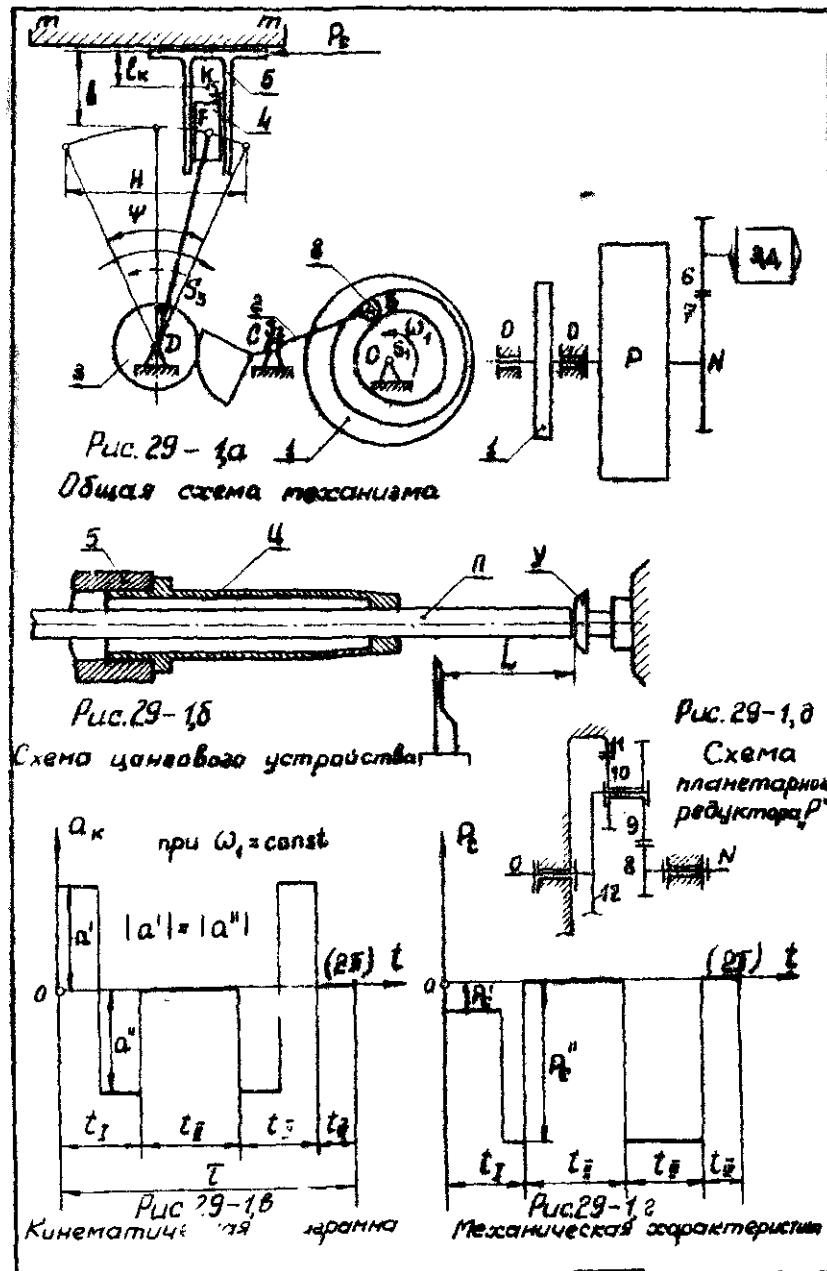


Таблица 29-1

Исходные данные

№ п/п	Наименование параметра	Обозна- чение	Размер- ность	Числовые значения для варианта				
				A	B	V	G	Z
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Длина детали	l	м	0,140	0,112	0,098	0,084	
2	Ход кулисы	H	м	0,160	0,144	0,128	0,112	0,096
3	Полный угол поворота кулисса	ψ	град	36	36	36	36	36
4	Относительная длина толкателя	ℓ_{sc}/H	-	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65
5	Относительная величина расстояния между центрами D и C	ℓ_{sc}/H	-	1	1	1	1	1
6	Относительное превышение направляющей	δ/H	-	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16
7	Относительная координата центра масс кулисса (звена 3)	ℓ_{des}/H	-	0,15	0,14	0,13	0,12	0,11
8	Вес толкателя (звена 2)	G_2	кг	2,22	1,81	1,42	1,09	0,80
9	Вес кулисса (звена 3)	G_3	кг	1,13	1,10	1,07	1,04	1,01
10	Вес кулисы (звена 5)	G_5	кг	2,4	2,2	2,0	1,8	1,6
11	Момент инерции толкателя относительно оси C	J_{25}	кг*м ²	0,0010	0,0008	0,0004	0,0002	0,0001
12	Момент инерции кулисса относительно оси D	J_{35}	кг*м ²	0,0009	0,0006	0,0005	0,0003	0,0002
13	Приведенный к кулачковому валу момент инерции редуктора	J_{reg}	кг*м ²	0,19	0,14	0,10	0,07	0,05
14	Маховой момент двигателя	$(GD^2)_{as}$	кг*м ²	0,017	0,017	0,017	0,017	0,017
15	Продолжительность цикла	T	сек	1,4	1,3	1,2	1,1	1,0

№ п/п	2	3	4	5	6	7	8	9
16	Отношение времени этапов работы механизма	$t_{12}:t_{13}:t_{14}:t_{15}$	-	4:2:4:2	4:3:4:1	3:3:3:3	3:4:3:2	3:5:3:1
17	Коэффициент неравномерности	δ	-	1/20	1/24	1/26	1/30	
18	Число оборотов двигателя	n_d	об/мин	1400	1400	1400	1400	1400
19	Нагрузка на звено 5	P'_C P''_W P_C	кг	1,2	1,1	1,0	0,9	0,8
20	Угловая координата кулачкового вала (от начала цикла) для следующего расчета	φ_1	град	225°	285°	202°30'	232°30'	307°30'
21	Диаметр кулачкового вала	D_{rb}	м	0,080	0,054	0,048	0,042	0,036
22	Максимально допустимый угол deviation (в кулачковом механизме)	α_{dev}	град	32	31	30	29	28
23	Модуль зубчатых колес 6-7	m	мм	5	4,5	4	3,5	3
24	Расстояние между центрами колес 6-7 зубчатой передачи	A	мм	85	81	76	70	60
25	Передаточное отношение передачи	i_{67}	-	2,2	2,1	2,0	1,9	1,8
26	Передаточное отношение передачи	i_{32}	-	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2
27	Число ступеней редуктора	K	-	3	3	3	3	3

ЗАДАНИЕ № 30

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ

БРИКЕТИРОВОЧНОГО АВТОМАТА

Брикетировочный автомат предназначен для прессования брикетов из порошка (например, из угольной пыли).

Для возвратно-поступательного перемещения ползуна используется шестизвездный кривошипно-кулисный механизм с качающейся кулисой, состоящий из кривошипа 1, камня 2, кулисы 3, шатуна 4 и ползуна 5 (рис.30-1). Привод состоит из зубчатой передачи Z_5 , Z_6 , Z_7 , планетарного редуктора 6 и электродвигателя 7. Маховик 8 установлен на выходном валу редуктора.

Прессование происходит при движении ползуна 5 слева направо.

Диаграмма сил сопротивления дана на рис.30-2, а значения усилий прессования - в табл.30-2.

От главного вала через зубчатую передачу (на чертеже не показана) вращение передается на вал дискового кулачка, приводящего в движение механизм выталкивания брикета из формы.

Схема кулачкового механизма выталкивания брикета изображена на рис. 30-3. Механизмы выталкивания и подачи материала на чертежах не показаны.

При проектировании кулачкового механизма необходимо обеспечить заданный закон изменения ускорения толкателя (рис. 42в). Угол γ быстр принять равным 10° .

Примечание. Геометрический расчёт эвольвентной зубчатой передачи выполнить для колес с числами зубьев Z_5 и Z_6 .

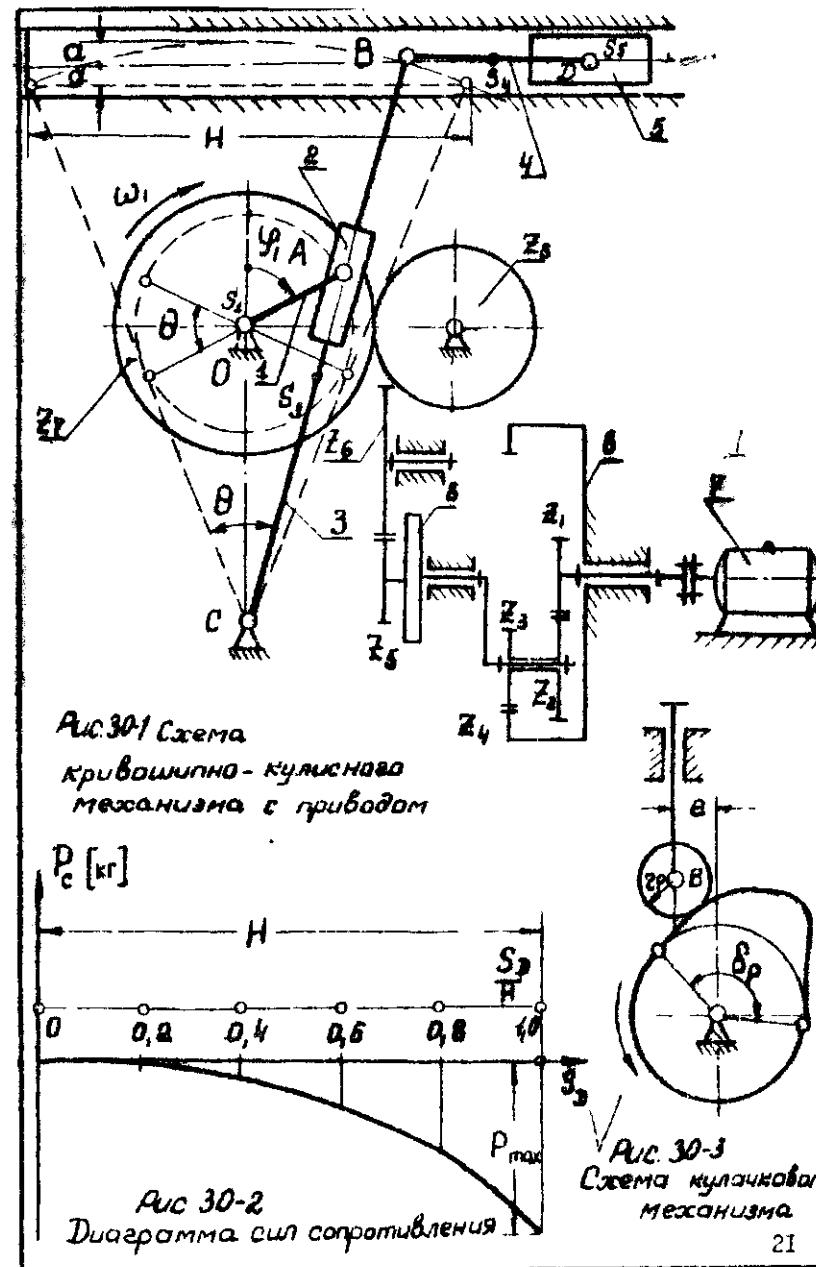


Рис 30-2
Диаграмма сил сопротивлений

Рис. 30-3
Схема кулачкового механизма

Таблица 30 - 1

Исходные данные

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов					
				1	2	3	4	5	6
1.	Длина хода ползуна	\bar{H}		0,32	0,25	0,3	0,28	0,25	
2.	Коэффициент скорости ползуна	K_v		-	1,65	1,35	1,60	1,7	1,65
3.	Расстояние между осями вращения	$\ell_{\text{ос}}$		0,23	0,15	0,20	0,18	0,20	
4.	Отношение длины шатуна к длине кулиссы	$\lambda = \frac{\ell_{\text{ш}}}{\ell_{\text{ку}}} = \frac{\ell_{\text{ку}}}{\ell_{\text{ш}}}$		-	0,35	0,3	0,35	0,3	0,4
5.	Ограничение, определяющее положение центра гибести звеньев	$\frac{\ell_{\text{ку}3}}{\ell_{\text{ку}}} ; \frac{\ell_{\text{ку}4}}{\ell_{\text{ку}}}$		-	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
6.	Число оборотов кривошипа	n_1	об/мин	90	95	80	85	100	
7.	Максимальное усилие прессования	$P_{\text{макс}}$	НГ	700	650	600	700	650	
8.	Вес ползуна	G_5	НГ	40	38	40	35	42	
9.	Вес шатуна	G_4	НГ	5	4	3,5	4,5	4	
10.	Вес кулиссы	G_3	НГ	15	12	14	13	12	
11.	Вес зубчатого колеса с кронштейном	G_4	НГ	10	8	10	7,	9	
12.	Момент инерции кулиссы	J_{53}	кг·м ²	0,04	0,035	0,045	0,03	0,04	
13.	Момент инерции шатуна	J_{54}	кг·м ²	0,01	0,008	0,006	0,01	0,007	
14.	Коэффициент неравномерности	δ		-	1/30	1/25	1/20	1/30	1/20

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов					
				1	2	3	4	5	6
15.	Момент инерции вращающихся деталей (ротора, редуктора, зубчатых передач), приведенный к выходному валу редуктора	$J_{\text{гр}}$	кг·м ²	3	2	3	2	2	
16.	Число оборотов электродвигателя	$n_{\text{эд}}$	об/мин	1440	1350	970	1440	930	
17.	Угловая координата кривошипа для синхронного расчета	ψ_1	град	60	30	60	30	60	
18.	Соотношение между ускорениями	$\frac{Q_1}{Q_2}$		-	0,5	0,5	0,5	0,5	
19.	Ход толкателя кулисского механизма	h_k		0,05	0,06	0,05	0,065	0,055	
20.	Число оборотов кулиска	n_k	об/мин	90	85	80	85	100	
21.	Максимально допустимый угол действия	$\alpha_{\text{доп}}$	град	30	28	30	30	30	
22.	Угол рабочего профиля	$\sigma_{\text{раб}}$	град	180	150	150	130	180	
23.	Число зубьев колес	Z_5		-	12	13	14	12	
24.	Число зубчатых колес	Z_6		-	16	17	16	16	
25.	Число сателлитов в редукторе	Z_7		-	24	25	24	32	
		K		-	5	5	5	5	

Значения усилий прессования в долях от $P_{\text{макс}}$ в зависимости от положения ползуна

$\frac{S_p}{H}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1

№

Таблица 30 - 2

ЗАДАНИЕ № 31

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА
КРИВОШИПНО-КОЛЕННОГО ПРЕССА

Кривошипно-коленный пресс (рис. 31-1а) 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 I высадочного механизма приводится в движение от электродвигателя 11 при помощи планетарного редуктора 12 и зубчатой передачи Z_5, Z_6 . Маховик 10 размещен на валу I (рис. 31-1б). Высадочный ползун 5 с закрепленным в нем пuhanсоном, совершая по вертикали возвратно-поступательное движение, осуществляет деформацию заготовки. Диаграмма усилий высадки представлена на рис. 31-1б. Значения усилий высадки см. рис. 31-1г. Подача заготовки производится при холостом ходе (вверх) ползуна 5. Механизм подачи состоит из кулачка 6, закрепленного на коленчатом валу I, коромыслового толкателя 7 и тяги 8 с ползуном 9, снабженным приспособлением для подачи заготовки (рис. 31-1а). Закон изменения ускорения толкателя см. рис. 42д.

Примечания. 1. При проектировании кривошипно-коромыслового механизма по заданным условиям ($H_B, \frac{H_F}{H_B}, l_{DF}, l_{BC} = l_{DC}$, $\frac{l_{BC}}{l_{BD}}, K_w$) для определения положения точки С 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. 31-1а).

2. При определении длин кривомиша 1 и шатуна 2 центр вспомогательной окружности и точку С - центр вращения коромысла 3 - следует расположить по разные стороны от хорды $B'B''$.

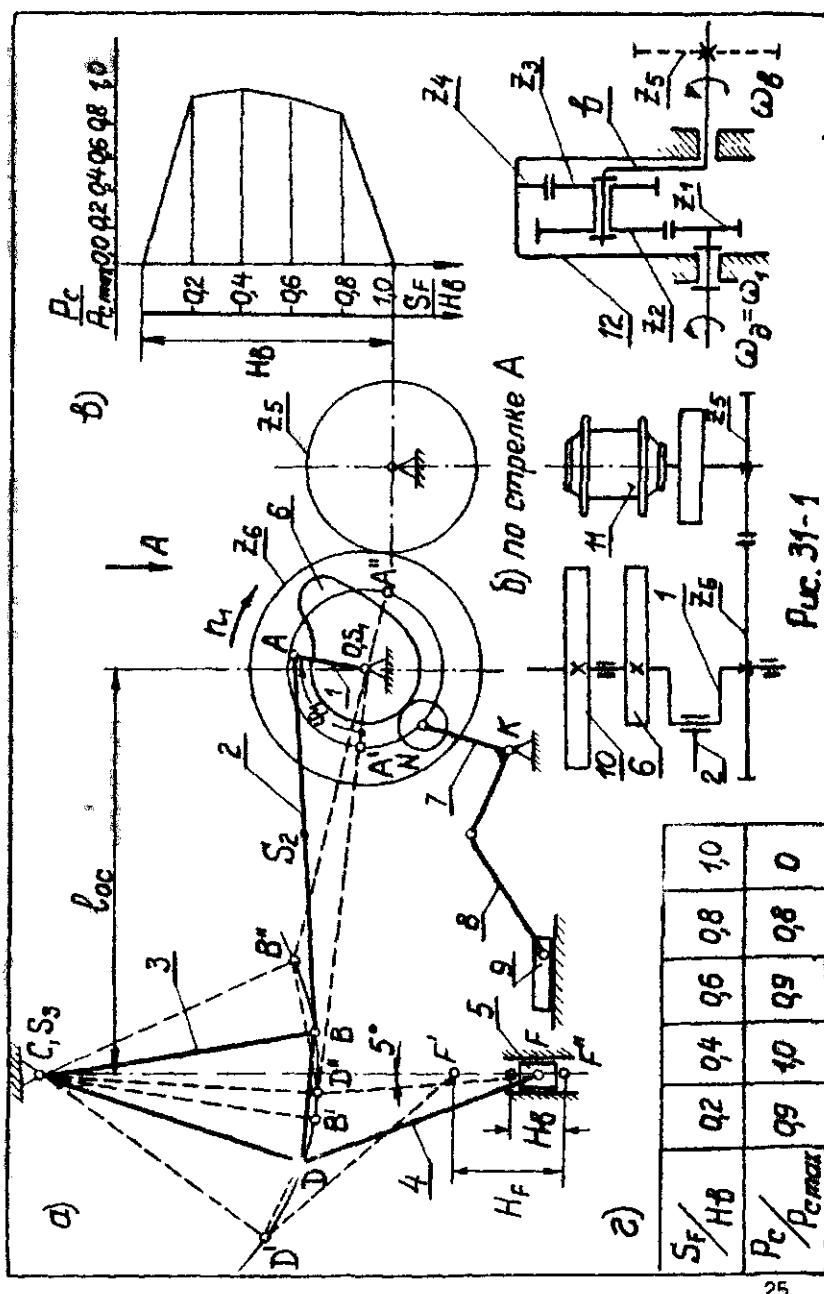


Таблица 31-1

Исходные данные

п/п	Название параметров	Основани- е	Размер- ность	Числовые значения для вариантов				
I	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Число оборотов электродвигателя	$\Gamma_{\text{ном}}$	об/мин	2920	2920	2920	2920	2920
2	Число оборотов кривошипа	Γ_4	об/мин	140	160	130	150	140
3	Ход ползуна при высадке	H_6	м	0,030	0,035	0,040	0,030	0,040
4	Отношение высадочного хода ползуна к его полному ходу	H_F	-	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{2,5}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{2,5}$
5	Максимальное усилие высадки	$P_{\text{с макс}}$	кГ	750	800	650	850	700
6	Длина коромысла	$\ell_{\text{BC}} = \ell_{\text{CD}}$	м	0,22	0,20	0,22	0,20	0,18
7	Отношение для коромысла 3	ℓ_{BC}	-	2	2	2	2	2
8	Расстояние между осями вращения кривошипа 1 и коромысла 3	ℓ_{AD}	м	0,28	0,30	0,30	0,28	0,27
9	Длина шатуна 4	ℓ_{CO}	м	0,20	0,18	0,20	0,18	0,17
10	Коэффициент изменения средней скорости коромысла	ℓ_{DF}	м	1,12	1,15	1,10	1,12	1,15
II	Отношение, определяющее положение центра тяжести шатуна 2	K_{ω}	-	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
11	Вес шатуна 2	ℓ_{AS2}	-	3,0	3,5	3,5	3,5	3,0
12	Вес коромысла 3	G_2	кг	4,0	4,5	4,0	4,5	4,0
13	Вес коромысла 3	G_3	кг	10,0	9,0	10,0	9,0	8,0
14	Вес ползуна 5	G_5	кг					

I	2	3	4	5	6	7	8	9
15	Момент инерции шатуна 2	J_{25}	кгм ²	0,0023	0,0025	0,0020	0,0022	0,0018
16	Момент инерции коромысла 3 относительно оси С	J_{35}	кгм ²	0,0040	0,0045	0,0040	0,0045	0,0040
17	Коэффициент неравномерности вращения вала кривошипа	δ	-	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{15}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{15}$
18	Маховой момент ротора электродвигателя и маховой момент планетарного редуктора с зубчатым колесом 5, приведенный к валу электродвигателя	GD^2	кгм ²	0,008	0,009	0,007	0,008	0,009
19	Момент инерции вала кривошипа	J'_D	кгм ²	0,01	0,02	0,01	0,02	0,01
20	Угловая координата кривошипа для спирального расчета	φ_1	град	120	120	120	120	120
21	Угол поворота толкателя	ψ_7	град	20	22	21	20	22
22	Длина толкателя	t_{km}	м	0,15	0,13	0,14	0,15	0,13
23	Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{\text{дел}}$	град	30	35	30	35	30
24	Угол рабочего профиля кулачка $\psi_{\text{раб}} = \psi_{\text{раб}} + \psi_{\text{сп}}$	$\psi_{\text{раб}}$	град	100	100	100	100	90
25	Число зубьев колес	Z_5	-	11	12	10	12	11
26	Модуль зубчатых колес	Z_6	мм	5	5	5	5	5
27	Число сателлитов в планетарном редукторе	π_L	-	3	3	3	3	3

ЗАДАНИЕ № 32

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ БРИКЕТИРОВОЧНОГО АВТОМАТА

Брикетировочный автомат предназначен для прессования брикетов из различных материалов. Основным механизмом автомата является кулисный механизм (рис. 32-1). Движение от электродвигателя 13 через планетарный редуктор 12 передается кривошипу 1. Камень 2, жарнико связанный с кривошипом 1, скользит вдоль кулисы 3, заставляя кулису 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. 32-2. Данные для построения указанной диаграммы приведены в табл. 32-2.

Механизм выталкивателя готовых брикетов (на чертеже не показан) включает кулачок 9 с поступательно движущимся центральными роликовыми толкателем 10. Кулачок приводится в движение от вала 8 кривошипа через зубчатую передачу, состоящую из колес 6, 7, 8. Кулачковый механизм должен обеспечить заданный закон движения толкателя (рис. 42в). Маховик 11 установлен на выходном валу редуктора 12.

Примечания. 1. При проектировании кривошлино-кулисного механизма ось ползуна 5 проводить через середину стрелы прогиба дуги, стягивающей крайние положения точки D кулисы CD.

2. Геометрический расчёт эвольвентной зубчатой передачи выполнить для колес 7 и 8.

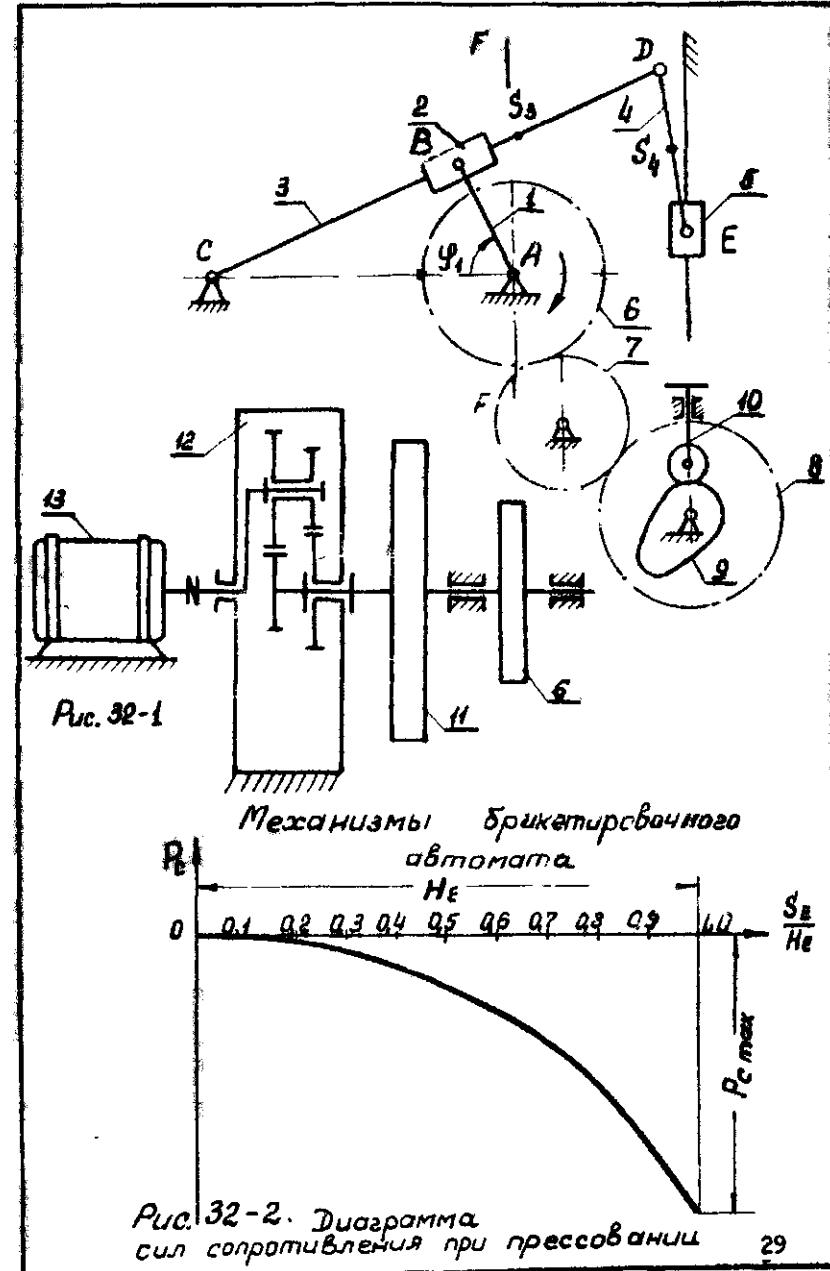


Рис. 32-2. Диаграмма сил сопротивления при прессовании

Исходные данные

Таблица 32-1

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
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_2	об/мин	2800	2400	2400	2200	2500
4	Максимальное усилие прессования	$P_{c\max}$	кН	3400	3600	3500	3300	3200
5	Межосевое расстояние между опорами кривошипа и кулиссы	l_{oc}	м	0,18	0,20	0,21	0,19	0,22
6	Коэффициент изменения скорости ползуна	K_v	-	2	1,8	1,9	1,7	1,6
7	Отношение длины шатуна к длине кулиссы	$\frac{DE}{CD}$	-	0,30	0,33	0,36	0,34	0,32
8	Отношение расстояния от точки С до центра тяжести кулиссы к длине кулиссы	$\frac{CS_A}{CD}$	-	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
9	Отношение расстояния от точки D до центра тяжести шатуна к длине шатуна	$\frac{DS_C}{DE}$	-	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
10	Вес ползуна	G_3	кН	50	60	55	65	70
11	Вес кулиссы	G_3	кН	30	40	35	45	40
12	Момент инерции кулиссы относительно оси, проходящей через ее центр тяжести	J_{3S}	кг·м·сек ²	0,04	0,045	0,044	0,046	0,045
13	Коэффициент неравномерности вращения кривошипа	δ	-	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{14}$	$\frac{1}{15}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{16}$
14	Маховой момент ротора электродвигателя	GDg	кН·м ²	0,20	0,25	0,28	0,30	0,26

1	2	3	4	5	6	7	8	9
15	Маховой момент зубчатых механизмов, приведенный к валу электродвигателя	GD^2	кН ²	0,40	0,44	0,42	0,45	0,46
16	Угловая координата для силового расчета (рис. 32-1)	φ_1	град	270	240	270	240	270
17	Максимальный подъем толкателя	h	м	0,030	0,035	0,040	0,042	0,038
18	Максимально допустимый угол давления толкателя	α_{dep}	град	20	25	24	26	22
19	Угол рабочего профиля кулачка	$\delta_{раб}$	град	190	200	180	210	220
20	Угол поворота кулачка, соответствующий дальнему стоянию толкателя	$\varphi_{высп}$	град	10	10	10	10	10
21	Отношение величин ускорений толкателя	$v = \frac{Q_1}{Q_2}$	-	1,8	1,6	1,9	2	1,7
22	Число зубьев колеса 6	Z_6	-	21	21	18	20	20
23	Число зубьев колеса 7	Z_7	-	15	14	12	14	15
24	Число зубьев колеса 8	Z_8	-	21	21	18	20	20
25	Модуль зубчатых колес 6, 7, 8	m	мм	5	6	5	6	5
26	Число сателлитов в планетарном редукторе	K	-	3	3	3	3	3

Значения усилий прессования волях от положения ползуна

Таблица 32-2

$\frac{S_E}{H_E}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
P_c	0	0,025	0,050	0,100	0,174	0,265	0,375	0,515	0,708	1,0

ЗАДАНИЕ № 33

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ДИНАМИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ СТРОГАЛЬНОГО СТАНКА С ВРАЩАЮЩЕЙСЯ КУЛИСОЙ

Строгальный станок предназначен для строгания плоских поверхностей. Привод станка состоит из электродвигателя, планетарного редуктора и зубчатой передачи (Z_5, Z_6) (рис.33-Іа). Резание материала производится резцом, закрепленным в резцовой головке, совершающей возвратно-поступательное движение. Для движения резца, укрепленного в суппорте ползуна 5, используется нестационарный кривошильно-кулисный механизм, состоящий из кривошила 1, кулисного ползуна 2, вращающейся кулисы 3, шатуна 4, ползуна 5. Силы сопротивления, приложенные к звену 5, показаны в виде диаграммы (P_{cs}, S_d) на рис.33-Іб. Ход H ползуна 5 выбирается в зависимости от длины обрабатываемой детали ℓ_d с учетом длины перебегов резца ℓ_p в начале и в конце рабочего хода. Средняя скорость резания $V_{рез}$ выбирается в зависимости от условий обработки. Во время перебегов в конце холостого и в начале рабочего ходов осуществляется перемещение стола (на котором закрепляется обрабатываемая деталь) с помощью ходового винта на величину поперечной подачи (на рис.33-І не показано). Поворот этого винта производится посредством кулачкового механизма, состоящего из кулачка 6 и коромыслового толкателя 7, а также храпового механизма, состоящего из звеньев 8 и 9, храпового колеса 10 и собачки 11. Кулачок 6 закреплен на одном валу с кривошилом 1. Регулирование подачи стола производится изменением количества зубьев, захватываемых собачкой 11.

При проектировании кулачкового механизма необходимо обеспечить заданный закон изменения ускорений точки В толкателя (рис. 42e) и осуществить подачу резца за время его перебегов в соответствии с циклограммой работы механизмов (рис.28-Ів) строгального станка.

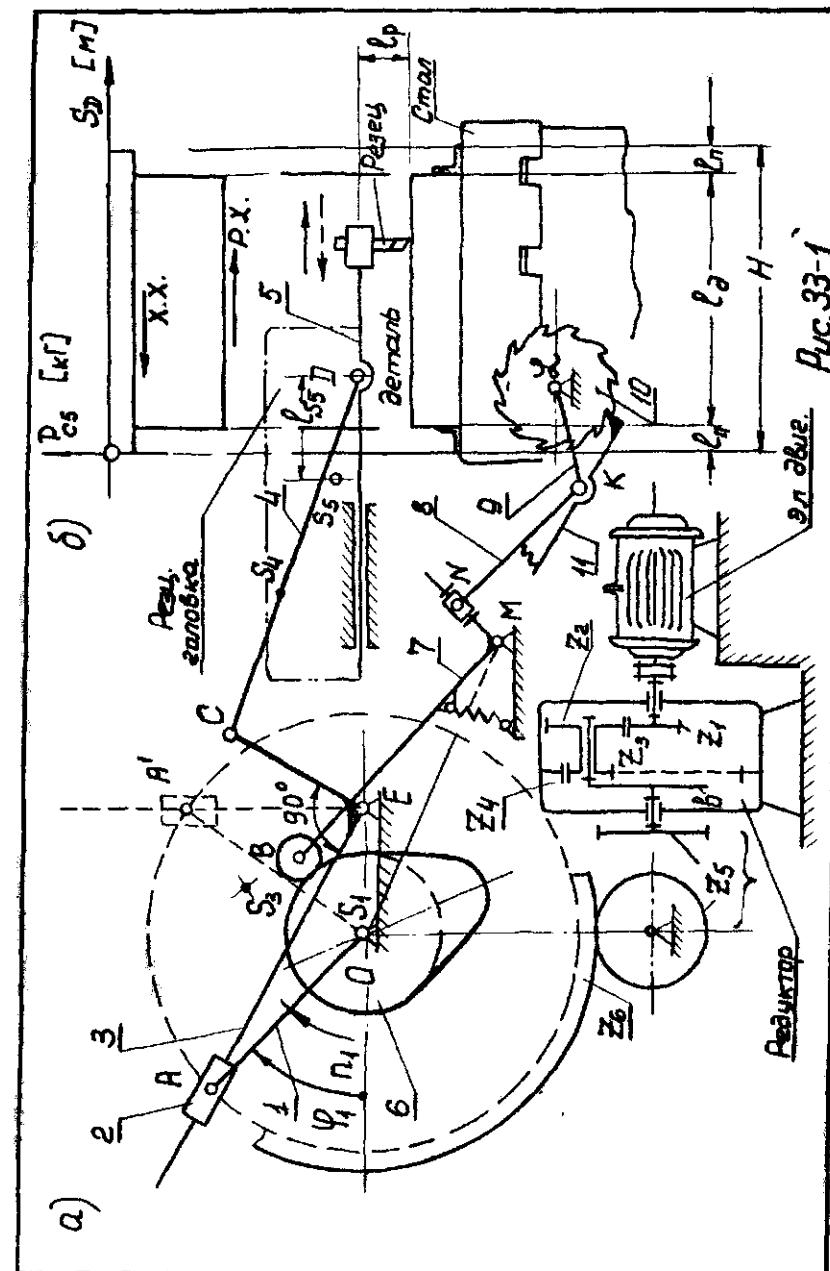


Рис.33-І
а) энг.
б) энг.

Таблица 33-1

Исходные данные

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов			
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Максимальная длина хода ползуна	H	м	0,28	0,20	0,30	0,20
2	Длина передела резца	ℓ_n	м	0,015	0,015	0,0125	0,0175
3	Межосевое расстояние в кривошипно-кулисном механизме	ℓ_{oe}	м	0,040	0,050	0,060	0,050
4	Соотношение между разомерами звеньев ECD/CD	$\lambda = \frac{ECD}{CD}$	-	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{2,5}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{2,5}$
5	Коэффициент изменения скорости ползуна	K_V	-	1,30	1,40	1,45	1,60
6	Число оборотов кривошипа	n_1	об/мин	90	80	100	110
7	Число оборотов электродвигателя	n_{ab}	об/мин	1440	1440	2920	2890
8	Вылет резца	ℓ_p	м	0,08	0,05	0,07	0,05
9	Сила резания	$P_{рез.}$	кг	200	180	150	180
10	Сила трения между ползуном 5 и направляющими	F_5	кг	20	20	15	18
11	Вес звена 5	G_5	кг	50	40	40	30
12	Вес шатуна 4	G_4	кг	10	13	15	12,5
13	Вес кулисы 3	G_3	кг	15	15	15	20
14	Вес кулисного ползуна 2	G_2	кг	0,5	1,0	0,4	0,3

1	2	3	4	5	6	7	8	9
15	Момент инерции шатуна 4	$J_{4,5}$	кгм ²	0,030	0,015	0,025	0,045	0,013
16	Момент инерции кулисы 3	$J_{3,5}$	кгм ²	0,0060	0,0027	0,0030	0,0080	0,0035
17	Координата центра тяжести ползуна 5	ℓ_{cs4}	м	0,15	0,10	0,12	0,18	0,10
18	Относительное положение центра тяжести шатуна 4	ℓ_{cs3}	-	0,3	0,35	0,40	0,30	0,50
19	Положение центра тяжести кулисы 3	ℓ_{ce}	-	$\frac{2}{3}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{2}{3}$
20	Коэффициент неравномерности вращения	ζ	-	0,075	0,050	0,080	0,030	0,040
21	Момент инерции вращающихся деталей (зубчатых колес, шкивов и др.), приведенный к валу кривошипa	$J_0^{пр}$	кгм ²	5	7	8	6	1,8
22	Угловая координата для силового расчета	φ_1	град	330	315	30	60	15
23	Число зубьев колес передачи с Z_5 и Z_6	Z_5	-	12	11	12	13	11
24	Модуль зубчатых колес с Z_5 и Z_6	Z_6	-	24	23	23	24	21
25	Соотношение между ускорениями толкателя	$\tau = \frac{\alpha_1}{\alpha_2}$	-	5	5	4	6	5
26	Длина рячага толкателя	$\ell_{ст}$	м	0,2	0,3	0,15	0,18	0,12
27	Дуговой ход толкателя точки В	κ	м	0,08	0,10	0,06	0,07	0,05
28	Максимально допустимый угол давления толкателя	$\alpha_{доп.}$	град	40	42	35	30	30
29	Число сателлитов в планетарном редукторе	K	-	3	3	3	3	3

ЗАДАНИЕ № 34

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ КИСЛОРОДНОГО ДВУХЦИЛИНДРОВОГО КОМПРЕССОРА

Горизонтальный двухцилиндровый кислородный компрессор простого действия (рис.34-1а) предназначен для наполнения газообразным кислородом снятых с самолета баллонов и парашютных кислородных приборов. Баллоны заряжаются кислородом до необходимого давления $P_{\max} \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$ путем перепуска и последующего перекачивания газа из аэродромных кислородных баллонов.

Основным механизмом компрессора является шестизвездочный кардио-ричажной механизм. Он состоит из коленчатого вала I, шатуна 2, углового рычага 3, шатуна-сервиги 4, плунжера 5 с двумя поршнями и двух цилиндров 6, 6'. Коленчатый вал I приводится в движение асинхронным электродвигателем 10 через упругую муфту 9, планетарный редуктор 8 и зубчатую передачу Z_5, Z_6 . Для обеспечения движения механизма с заданной неравномерностью на коленчатом валу компрессора помещен маховик 7. Смазка механизма осуществляется от масляного насоса, плунжер которого приводится в движение от кулачка 11, закрепленного на валу зубчатого колеса Z_5 . Схема кулачкового механизма 11-12 масляного насоса 13 представлена на рис.34-1а, закон изменения ускорения плунжера насоса (кулачка 11) - на рис.34-1б. Изменение давления по перемещению поршней в цилиндрах 6, 6' компрессора характеризуется индикаторными диаграммами (рис.34-1в), данные для построения которых приведены в табл.34-2.

Примечания. 1. Центры тяжести звеньев 2 и 5 принять посередине их длин.

2. Определение размеров $\ell_{2A}, \ell_{2B}, \ell_{2C} = \ell_{CD}, h_3$ и h_4 следует произвести по заданным $H_F, \vartheta, \beta, \alpha_{\max}, K_v$ и h_2 , полагая, что стержень DC звена 3 в средней позиции занимает вертикальное положение.

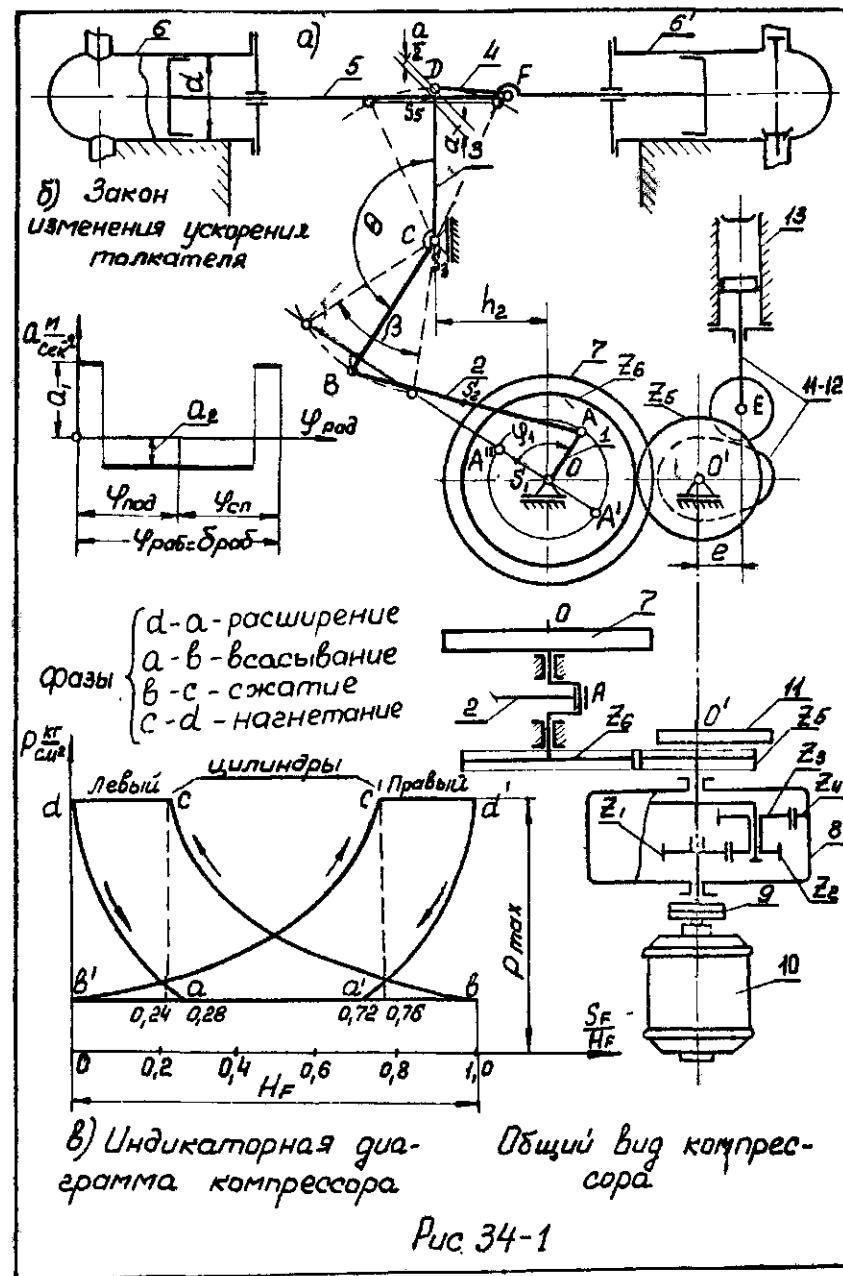


Рис. 34-1

Таблица № 34—I

Исходные данные

п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
1	Максимальный ход поршней	H_F	м	0,070	0,065	0,060	0,075	0,08
2	Угол качания коромысла	β	град	36	30	40	38	30
3	Конструктивный угол	θ	град	165	160	155	165	170
4	Размер по стойке	h_2	м	0,118	0,120	0,125	0,120	0,120
5	Максимальный угол давления для звеньев 4 и 5	$\alpha_{\text{тож}}$	град	8	6	8	6	8
6	Коэффициент изменения скорости	K_U	-	1	1	1	1	1
7	Число оборотов вала двигателя	n_d	об/мин	2920	2920	2920	2920	2920
8	Число оборотов компенсатора вала	n_c	об/мин	140	120	135	130	145
9	Максимальное давление в цилиндре	$P_{\text{такж}}$	кП/см ²	150	120	140	135	160
10	Диаметр цилиндра	d	м	0,075	0,08	0,07	0,075	0,08
11	Веса звеньев	G_1 G_2 G_3 G_4 G_5	кг	0,5 1,2 2,8 3,0 4,9	0,45 1,3 3,0 2,6 5,0	0,4 1,1 2,6 2,9 4,8	0,5 1,4 2,9 3,0 4,5	0,55 1,5 3,0 5,2 5,2
12	Моменты инерции звеньев относительно осей, проходящих через п.г.	J_{15} J_{25} J_{35} J_{45} J_{55}	кгм ²	0,0001 0,00015 0,00016 0,00016 0,00018	0,00015 0,00015 0,00016 0,00016 0,00018	0,00016 0,00016 0,00016 0,00016 0,00018	0,0002 0,0002 0,0002 0,0002 0,0002	0,02 0,02 0,02 0,02 0,02
13	Маховой момент ротора эл.двигателя	$G_D \text{ пот}$	кН·м ²	0,35	0,27	0,27	0,35	0,35

изменения в цилиндрах компрессора в долях от $P_{\text{так}}$ при $\eta_{\text{объем}} = 3/2$

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
I4	Маховой момент планетарного редуктора относительно оси колеса (Z_5)	$G D_{\text{реж}}^2$	кН^2	0,15	0,10	0,12	0,15	0,15	0,15
I5	Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала	δ	-	1,15	1,18	1,22	1,20	1,20	1/25
I6	Угловая координата коленчатого вала для силового расчета	φ_2	град	60	120	140	300	330	
I7	Угол рабочего профиля куланча	$\delta_{\text{раб}}$	град	180	160	240	200	180	
I8	Ход плунжера насоса (толкатель кулачкового механизма)	h_E	м	0,035	0,04	0,045	0,030	0,030	
I9	Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{\text{доп}}$	град	30	25	32	28	30	
I10	Отношение величин ускорений толкателя	$\frac{Q_1}{Q_2}$	-	1	2	1	2	1	
I11	Число зубьев	Z_5	-	12	10	12	12	10	
I12	Модуль зубчатых колес Z_5, Z_6	πL	мм	5	6	6	5	6	
I13	Число сателлитов в планетарном редукторе	K	-	-	-	-	-	-	

Значение давления в цилиндрах компрессора в доли от $P_{\text{так}}$ в зависимости от положения поршня										Таблица 34-2		
Движение поршней	$\frac{S_F}{H}$	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
вправо	$\frac{P}{P_{\text{так}}}$	1	0,5	0,28	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
влево		1	1	0,74	0,57	0,46	0,38	0,32	0,27	0,23	0,2	0,2
вправо		0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
влево		0,2	0,23	0,27	0,32	0,38	0,46	0,57	0,74	1	1	1

ЗАДАНИЕ № 35
ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ПОРШНЕВОГО НАСОСА

Вертикальный одноцилиндровый поршневой насос (рис. 35-1) предназначен для повышения давления жидкости в гидросистеме и подачи её в напорный трубопровод. Насос приводится в движение асинхронным электродвигателем I, механическая характеристика которого изображена на рис. (35-1б). Вращательное движение от электродвигателя через зубчатую передачу 2-3 с неподвижными осями колес и однорядный планетарный редуктор 4-5-6-7 передается на вал 7 шестизвездного кривошильно-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 расчёте принять $P_{min} = 0$). 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. 35-1в. Применение кривошильно-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 кривошлипном валу 7 закреплен маховик 16. В данной установке отсутствует кулачковый механизм. Проектирование кулачкового механизма провести по заданию № 34.

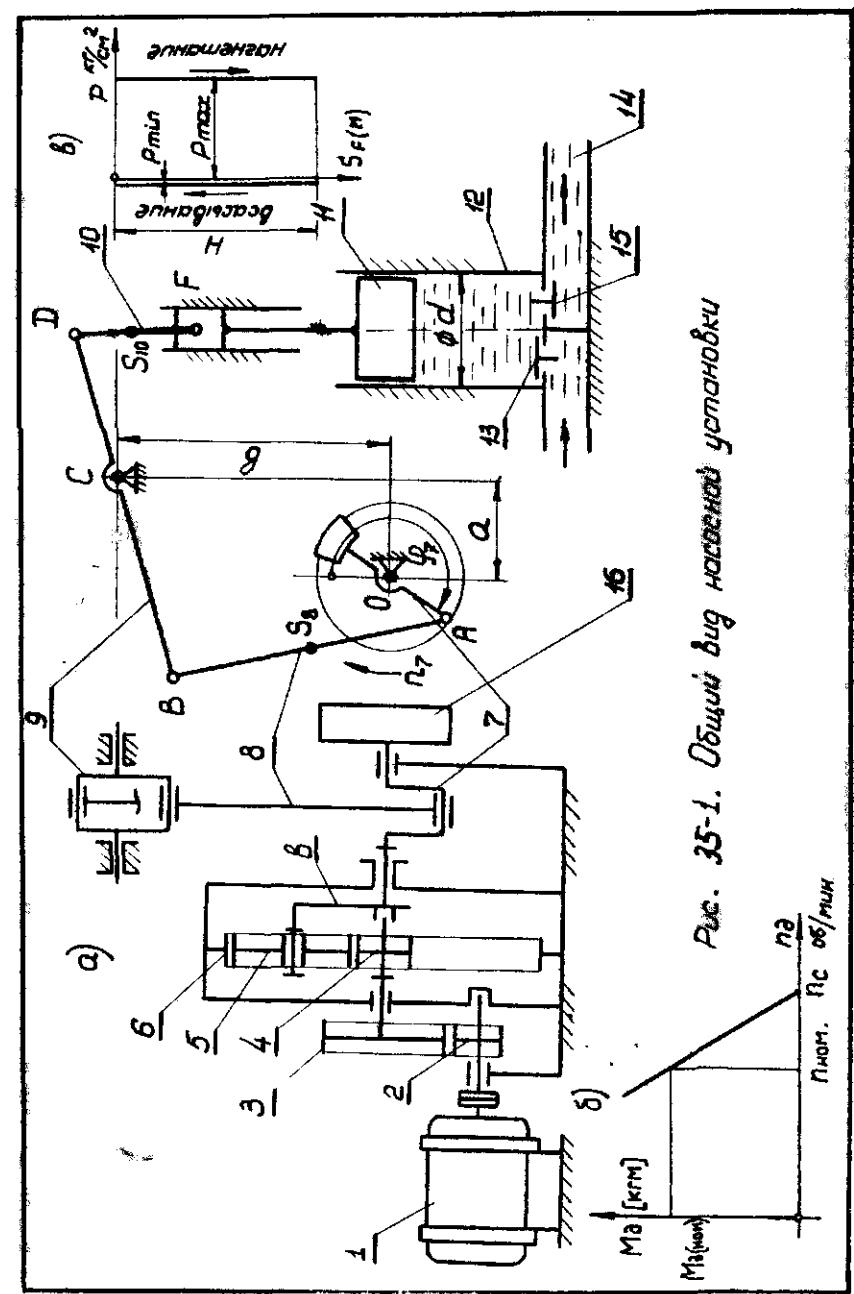


Рис. 35-1. Общий вид насосной установки

Исходные данные

Таблица 35-1

№ п/п	Название параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов					
				1	2	3	4	5	6
1	Номинальное число оборотов электродвигателя	$n_{ном}$	об/мин	960	960	960	1000	1000	1440
2	Синхронное число оборотов эл.двигателя	n_C	об/мин	1000	1000	1000	1000	1500	1440
3	Момент на валу двигателя при номинальном числе оборотов	$(M_0)_{ном}$	кГм	0,75	0,88	1,00	1,00	1,60	1,80
4	Число оборотов вала (7)	n_7	об/мин	100	105	110	115	120	
5	Диаметр цилиндра	d	м	0,110	0,115	0,120	0,125	0,130	
6	Ход поршня	H	м	0,120	0,130	0,140	0,150	0,160	
7	Максимальное давление жидкости в цилиндре	P_{max}	кГ/см ²	3	3,5	4	4,5	5	
8	Коэффициент неравномерности вращения кривошипного вала (7)	σ	-	1/12	1/12	1/10	1/10	1/8	
9	Размеры звеньев	ℓ_{AC} ℓ_{CD} ℓ_{DF} Q	м	0,170 0,160 0,170 0,100	0,180 0,170 0,180 0,100	0,190 0,190 0,190 0,100	0,200 0,200 0,200 0,100	0,210 0,200 0,200 0,100	
10	Коэффициент изменения средней скорости поршня	$K_V = \frac{(V_{Fcp})_{обр}}{(V_{Fcp})_{ср}}$	-	-	1,2	1,2	1,2	1,25	1,25

$$K_V = \frac{(V_{Fcp})_{обр}}{(V_{Fcp})_{ср}}$$

1	2	3	4	5	6	7	8	9	
11	Маховий момент ротора электродвигателя	GJ^2 кГм ²	J_p^{op} кгмсек ²	0,40	0,40	0,45	0,45	0,50	
12	Приведенный к валу 7 момент инерции всего зубчатого редуктора	J'_p кгмсек ²	J''_p кгмсек ²	0,15	0,15	0,20	0,20	0,25	
13	Момент инерции кривошипного вала 7 (без маховика)	J_{70} кгмсек ²	J_{70} кгмсек ²	0,003	0,003	0,004	0,004	0,005	
14	Вес звена II (поршень с ползуном)	G_4 кГ	G_4 кГ	4	4	4,5	4,5	5	
15	Ориентировочный вес единицы длины звеньев 8, 9, 10	q кг/см	q кг/см	0,06	0,06	0,07	0,08	0,09	
16	Угловая координата звена 7 для следового расчета (рис. 35-16)	φ_7	φ_7	-	-	II	II	II	
17	Числа зубьев колес 2, 3	Z_2 Z_3	Z_2 Z_3	-	-	II	II	II	
18	Модуль зубчатой передачи 2, 3	m	m	-	-	II	II	II	
19	Число сателлитов в планетарном редукторе	K	K	-	3	3	3	3	

Примечания. 1. Центры тяжести S_8 и S_{10} принять посередине звена

2. Моменты инерции J_{85} , J_{95} , J_{105} подсчитать по формуле $J_S = \frac{m \ell^2}{12}$, где m - мас-

са звена и ℓ - длина звена.

3. Число оборотов электродвигателя (n_D) при установленвшемся режиме определяется по механической характеристике (рис. 35-16).

ЗАДАНИЕ № 36

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ПЛУНЖЕРНОГО НАСОСА

На рис.36-1а показана схема плунжерного насоса. Плунжерные насосы предназначаются 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 кривошильный вал I (ось 0), движение от которого передается на шатун 2, который заставляет колебаться коромысло 3 вокруг оси D. Шатун 4 передает движение плунжеру 5 гидравлического цилиндра 6. Шестизвездочный 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 I.

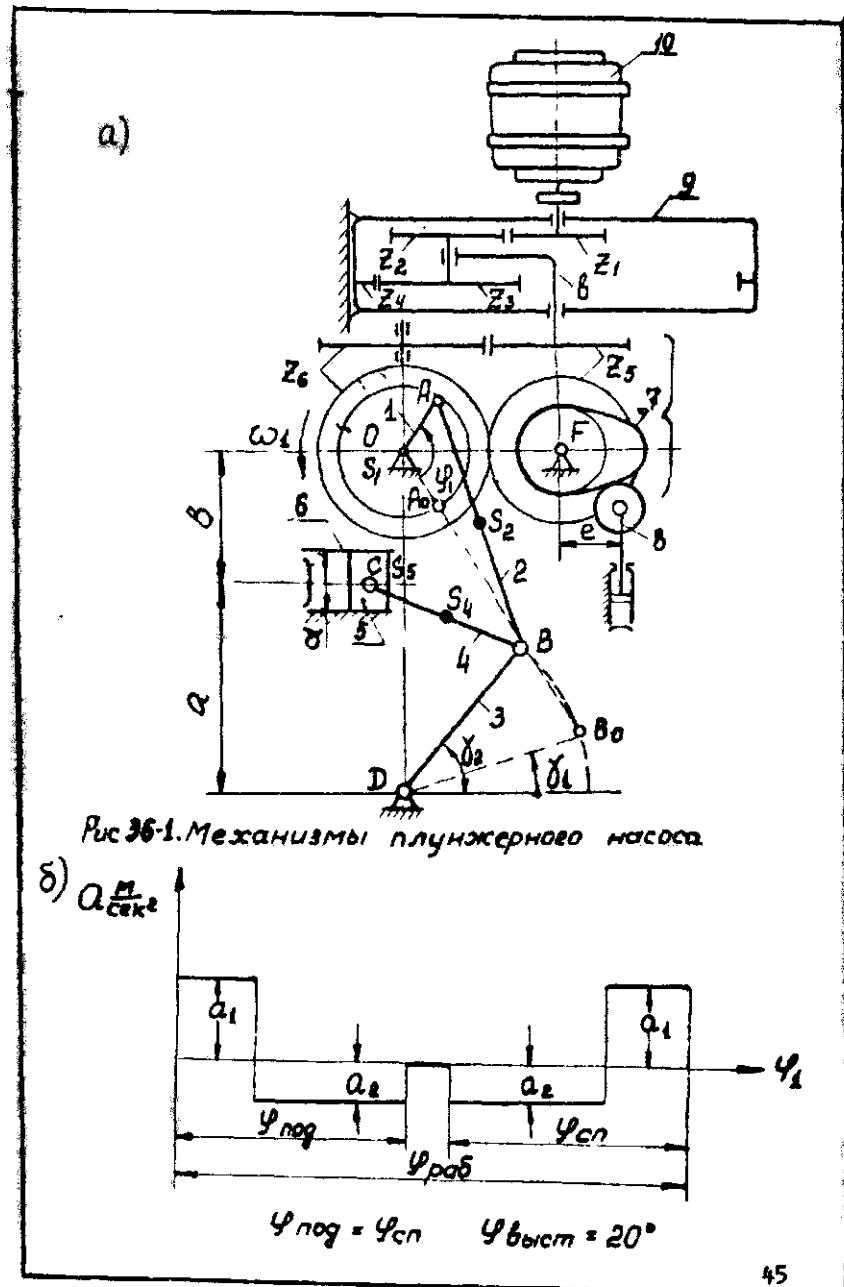
Смазка механизмов насоса выполняется плунжерным масляным насосом кулачкового типа. Кулачок 7 приводит в поступательное движение толкатель 8 (плунжер насоса). При проектировании кулачкового механизма необходимо осуществить заданный закон изменения ускорения толкателя (рис.36-1б).

Примечания. 1. Определение основных размеров механизма производить по заданным ℓ_{od} , ℓ_{cs} , ℓ_{ar} . 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 расчёте механизма угол φ_1 отсчитывается от положения кривошипа, при котором механизм находится в крайнем положении при угле коромысла 3, равном γ_1 .

4. Геометрический расчёт эвольвентной зубчатой передачи выполнить для колес с числами зубьев Z_5 и Z_6 .



Историчные данные

Таблица 36-1

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размер- ность	Числовые значения для вариантов			
1	2	3	4	A	B	V	Г
1.	Координаты центра вращения О кри- вомилла	Q	м	0,135 0,225	0,120 0,225	0,125 0,225	0,140 0,225
2.	Длина звеньев ℓ_3 и ℓ_4	$\ell_{co} = \ell_{BD}$	м	0,185	0,170	0,180	0,190
3.	Положение центра тяжести S_2	Z_{AS2}	-	0,30	0,35	0,40	0,30
4.	Положение центра тяжести S_4	Z_{BS4}	-	0,30	0,40	0,30	0,35
5.	Крайние положения звена (отсчитывая от горизонтальной прямой)	γ_1 γ_2	град град	30 60	35 65	20 60	30 70
6.	Диаметр плунжера насоса	d	м	0,05	0,06	0,04	0,05
7.	Число оборотов криовилля Г	n_1	об/мин	100	120	130	100
8.	Число оборотов вала эл.двигателя	n_2	об/мин	975	1440	1440	975
9.	Давление жидкости в цилиндре при нагнетании (по ходу плунжера – постоянное)	P	кГ/см ²	25	28	30	25
10.	Вес шатуна 2	G_2	кг	20	21	25	17
11.	Вес шатуна 4	G_4	кг	16	17	15	17
12.	Вес ползуна с плунжером	G_5	кг	50	55	55	50
13.	Момент инерции шатуна 2	J_{2s}	кГмсек ²	0,060	0,055	0,050	0,055
14.	Момент инерции шатуна 4	J_{4s}	кГмсек ²	0,050	0,045	0,050	0,055

1	2	3	4	5	6	7	8	9
15.	Момент инерции криовилльного вала	J'_{10}	кГмсек ²	0,010	0,012	0,009	0,012	0,015
16.	Маховой момент элементродвигателя	GD^2	кГм ²	0,3	0,5	0,2	0,3	0,3
17.	Маховой момент редуктора, колеса Z_5 и кулачка, приведенный к залу 0	GD^2	кГм ²	1,6	1,0	0,9	0,8	1,4
18.	Коэффициент неравномерности вра- щения криовилльного вала	δ	-	1/10	1/12	1/9	1/11	1/14
19.	Координата для силового расчёта	Y_1	м	30	35	25	35	10
20.	Угол рабочего профиля кулачка	$\alpha_{раб}$	град	240	250	200	150	140
21.	Ход плунжера масляного насоса	h	м	0,016	0,020	0,030	0,017	0,025
22.	Угол давления в кулачковом меха- низме	α_{gen}	град	30	25	30	20	30
23.	Внегосность	ℓ	м	0,007	0,010	0,020	0,025	0,010
24.	Соотношение между ускорениями тол- кателя	$\nu = \frac{Q_1}{Q_2}$	-	3	2,5	2	2,7	2,3
25.	Числа зубьев колес 5 и 6	Z_5 Z_6	-	12 25	12 15	12 14	11 15	13 16
26.	Модуль зубчатых колес 5 и 6	m	м	5	4	5	4	4
27.	Число сателлитов в редукторе 9	K	-	3	3	3	3	3

ЗАДАНИЕ № 37

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ПЛУНЖЕРНОГО НАСОСА ПРОСТОГО ДЕЙСТВИЯ

Насос простого действия (рис. 37-1а) состоит из кривошипно-ползунного механизма 1,2,3, ползун 3 которого является плунжером насоса, совершающим возвратно поступательное движение в горизонтальном цилиндре 4 с автоматически действующими клапанами 5,6. Рабочий цикл такой установки совершается за 1 оборот кривошипа 1. При движении плунжера 3 вправо происходит всасывание жидкости в цилиндр при давлении ниже атмосферного P_{min} и при движении поршня влево — нагнетание жидкости в трубопровод при давлении P_{max} (см. индикаторную диаграмму рис. 37-1б). Коленчатый вал I кривошипно-ползунного механизма приводится во вращательное движение от электродвигателя 7 через планетарный редуктор с колесами 8,9,10,11, водило 12 и муфту 13. Для обеспечения требуемой неравномерности движения коленчатого вала имеется маховик 14.

Смазка подвижных соединений механизма установки осуществляется под давлением от масляного насоса 17 кулачкового типа (рис. 37-1в). Закон движения толкателя в пределах рабочего угла поворота кулачка $\varphi_{раб}$ представлен на рис. 42. Вращение кулачка 17 осуществляется от кривошипа I через корректированные зубчатые колеса 15 и 16 с неподвижными осями вращения.

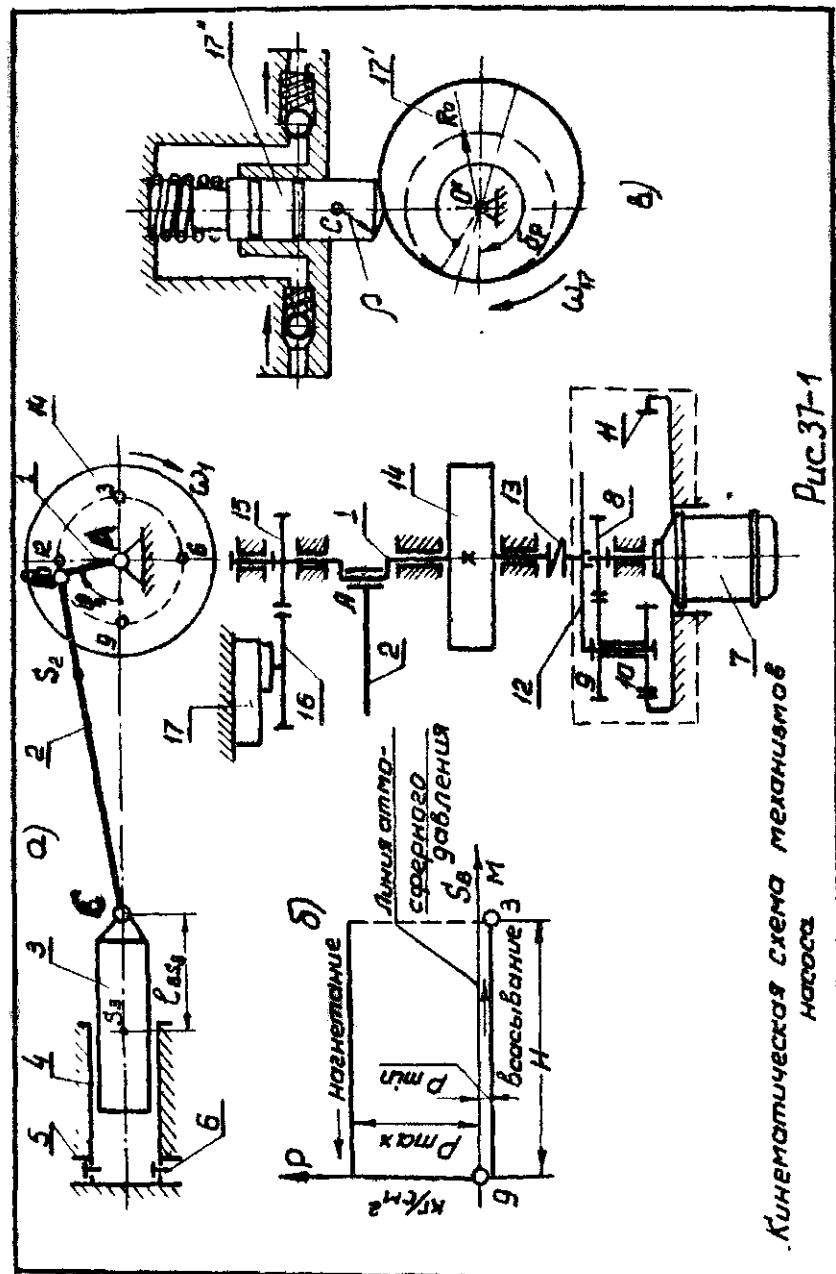


Рис.37-1
Кинематическая схема механизма насоса

Таблица 37-1

Исходные данные

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1.	Средняя скорость поршня 3 насоса	$\dot{V}_{ср}$	м/сек	0,635	0,575	0,40	0,693	0,655
2.	Число оборотов коленчатого вала 1	n_1	об/мин	100	82	50	130	120
3.	Отношение длины шатуна к длине кривошипа 1	ℓ_{652}/ℓ_{46}	-	4,8	5,36	4,70	4,86	4,36
4.	Положение центра тяжести шатуна 2	ℓ_{652}/ℓ_{63}	-	0,25	0,275	0,30	0,24	0,275
5.	Диаметр цилиндра 4	d	м	0,12	0,135	0,16	0,10	0,99
6.	Давление плунжера 3	$P_{пл}$	кг/см ²	15,0	10,0	8,5	22,0	25,0
7.	Радиус шатуна 2	$R_{шт}$	м	0,5	0,4	0,4	0,5	0,5
8.	Вес шатуна 2	G_2	кг	9,4	11,0	14,0	8,0	6,0
9.	Вес поршня (плунжера 3)	G_3	кг	22,0	24,0	28,0	20,0	18,0
10.	Положение центра тяжести звена 3	ℓ_{465}	м	0,20	0,212	0,25	0,17	0,16
11.	Момент инерции шатуна	J_{52}	кг·мсек ²	0,018	0,020	0,032	0,016	0,014
12.	Коэффициент неравномерности вращения вала 1	ζ_1	-	1/21	1/20	1/19	1/25	1/22
13.	Момент инерции коленчатого вала (без маховика)	GD^2	кг·м ²	0,003	0,0034	0,0038	0,003	0,0032
14.	Максимальный момент ротора электродвигателя 7	G_7	кг·м ²	0,038	0,046	0,058	0,039	0,042

1	2	3	4	5	6	7	8	9
14.	Максимальный момент муфты 13	$(GD^2)_1$	кг·м ²	0,008	0,009	0,012	0,007	0,006
15.	Момент инерции редуктора, приведенный к валу 1	$J_{ред}$	кг·мсек ²	0,022	0,024	0,025	0,018	0,020
16.	Угловая координата кривошипа для силового расчета	φ_2	град	330	240	270	300	210
17.	Число зубьев колес	Z_{15}	-	II	II	9	14	10
18.	Число зубчатых колес 15-16	Z_{16}	-	II	13	12	27	19
19.	Модуль зубчатых колес 15-16	m	мм	4,5	5,0	5,0	4,0	4,0
20.	Число сателлитов в планетарном редукторе	β	град.	0	25	30	0	25
21.	Передаточное отношение планетарного редуктора	i_{8-12}	-	3	3	3	3	3
22.	Ход плунжера 17 ^м масляного насоса 17	h	м	0,014	0,012	0,016	0,010	0,016
23.	Угол давления в кулачковом механизме 17	$\alpha_{гон}$	град	18	26	28	24	24
24.	Угол рабочего профиля кулачка	δ_P	-	360	300	330	330	330
25.	Закон движения (по рис. 42)	-	-	a) 3)	a) 3)	r) a)	r) a)	r) a)
26.	Радиус скругления плунжера по отношении к Z_0	ρ/Z_0	-	0,25	0,2	0,25	0,20	0,21

ЗАДАНИЕ № 38

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ

ГИДРОПУЛЬСАЦИОННОЙ МАШИНЫ

Гидропульсационная машина предназначена для динамических испытаний образцов материалов. Испытуемый образец I (рис.38-1) подвергается знакопеременному нагружению за счёт изменения давления в гидроцилиндре 2, создаваемого гидравлическим пульсатором. Пульсатор (рис.38-1а) состоит из неподвижного цилиндра 2 и плунжера 3, который приводится в движение качалкой 4 (рис.38-1б). Качалка 4 очерчена радиусом $\ell_{osc} = \ell_{OA_6} + \ell_{A_6B_6}$. Характер изменения нагрузки $P_D = P_{max} - P_{min}$ на плунжере 3 представлен на рис.38-1в. При подъеме плунжера (когда точка A перемещается из нулевого в шестое положение) сила P_D возрастает по закону прямой 0-3-6; на обратном ходу – по закону прямой 6-9-12. Максимальное усилие P_{max} соответствует верхнему предельному положению поршня. Кривошип 6 приводится в движение от электродвигателя 17 (рис.38-1г) через планетарный зубчатый редуктор 16-15-14-13-10 и упругую муфту 9. На валу кривошипа находится маховик 8, поддерживающий заданную неравномерность хода α' . Поскольку при установившемся режиме работы величина потерь на трение практически постоянна, приведенный момент сил трения $M_{tr}^{np} = \sum M^{np}(1+R)$, где $\sum M^{np} = M_g^{np} + (-\sum M_c^{np})$. Смазка подвижных соединений механизмов осуществляется от масляного насоса 12 кулачкового типа (рис.38-1г, рис.38-1д), закон движения поршня 12" (толкателя) в пределах рабочего угла поворота кулачка φ_p представлен на рис.42к. Вращение кулачка 12' осуществляется от вала редуктора через зубчатые колеса 10 и 11.

Примечание. Моменты инерции звеньев относительно осей, проходящих через центры тяжести, определяются из соотношений:
 $J_{55} = 0,08 T_5 \ell_5^2 \text{ кгмсек}^2$; $J_{45} = 0,03 T_4 \ell_4^2 \text{ кгмсек}^2$,
для коленчатого вала $J_{60} = 0,1 J_{60} \text{ кгмсек}^2$.

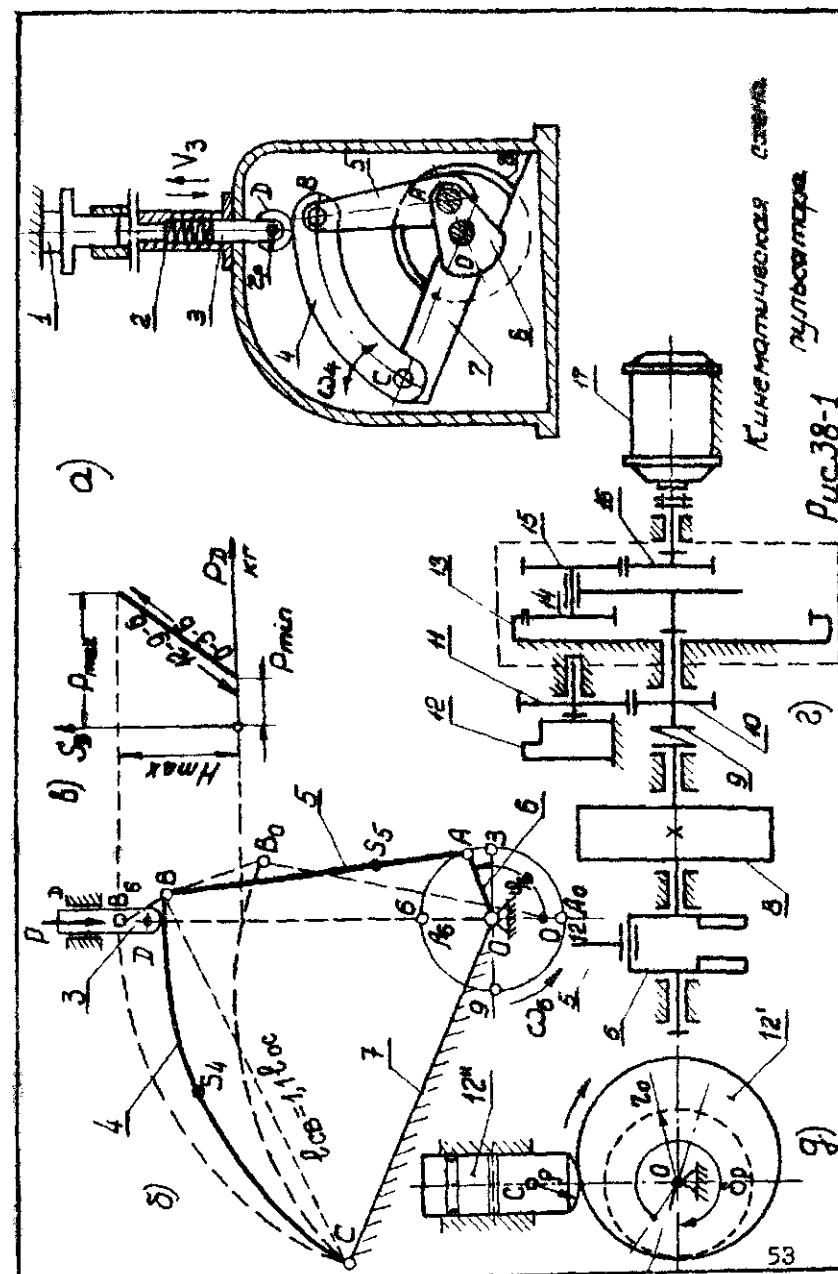


Рис.38-1

Таблица 38-1

Исходные данные

n/p	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для варианта			
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Максимальный ход плунжера	H_{max}	м	0,040	0,032	0,030	0,038
2	Длина звена ОС	ℓ_{OC}	м	0,400	0,36	0,32	0,38
3	Положения центров тяжести шатуна коромысла	ℓ_{455}/ℓ_{458}	-	0,33	0,32	0,30	0,31
4	Число оборотов коленчатого вала	ℓ_{458}/ℓ_{455}	-	0,5	0,49	0,51	0,48
5	Усилия на плунжер 3 пульсаторе	P_s	об/мин	360	400	300	350
6	Вес шатуна	P_{max}	кг	5000	3000	5000	4500
7	Вес коромысла	P_{min}	кг	1000	500	2000	1500
8	Маховой момент муфты 9	G_5	кг	15	10	12	14
9	Маховой момент ротора электродвигателя 17	G_4	кг	12	9	10	11
10	Приведенные к валу 6 моменты инерции редуктора	$(GD^2)_9$	кгм ²	0,27	0,27	0,27	0,27
11	Маховое расстояние колес 10 и 11	GD^2	кгм ²	0,5	0,5	0,5	0,5
12	Маховое расстояние колес 10 и 11	γ_{red}	кг	0,1	0,12	0,10	0,09
13	Маховое расстояние колес 10 и 11	γ_{pr}	кгмсек	0,028	0,027	0,026	0,028
14	Маховое расстояние колес 10 и 11	γ_{kul}	кгмсек	0,028	0,027	0,026	0,029
15	Приращение к валу 6 момента инерции редуктора						
16	Маховое расстояние колес 10 и 11						
17	Маховое расстояние колес 10 и 11						
18	Маховое расстояние колес 10 и 11						
19	Угол наклона зубьев по делительному цилиндру колес 10 и 11	β	град	30	25	20	15
20	Число сателлитов редуктора	K	-	3	3	3	3
21	Угол рабочего профиля кулачка	$\beta_{раб}$	град	310	340	320	330
22	Ход плунжера насоса 12 (толкателя кулачкового механизма)	h	м	0,014	0,018	0,019	0,020
23	Максимальный угол давления в кулачковом механизме	α_{gen}	град	15	13	16	14

1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Число оборотов электродвигателя 17	N_{ϕ}	об/мин	3000	3200	3000	3000	3200
2	Коэффициент неравномерности хода вала 6	δ_6	-	$\frac{1}{120}$	$\frac{1}{100}$	$\frac{1}{140}$	$\frac{1}{80}$	$\frac{1}{90}$
3	Механический К.п.д. привода 6-17	η	-	0,90	0,86	0,86	0,88	0,87
4	Угловая координата кривошипа для силового расчета	φ_6	град	120	90	60	150	270
5	Суммарное число зубьев колес 10 и 11	$Z_4 + Z_6$	-	27	46	36	31	33
6	Модуль зубчатых колес 10 и 11	m	мм	3,0	3,5	4,0	3,5	3,0
7	Передаточное число колес 10 и 11	i_{10-11}	-	2,00	3,17	2,0	1,58	1,54
8	Маховое расстояние колес 10 и 11	A_{10-11}	мм	42	82	74	57	52
9	Угол наклона зубьев по делительному цилиндру колес 10 и 11	β	град	30	25	20	15	10
10	Число сателлитов редуктора	K	-	3	3	3	3	3
11	Угол рабочего профиля кулачка	$\beta_{раб}$	град	310	340	320	330	360
12	Ход плунжера насоса 12 (толкателя кулачкового механизма)	h	м	0,014	0,018	0,019	0,020	0,020
13	Максимальный угол давления в кулачковом механизме	α_{gen}	град	15	13	16	15	14

Исходные данные

Таблица 38-I

п/п	Наименование параметра	Обозначе- ния	Размер- ность	Числовые значения для варианта			
				4	5	6	7
1	Максимальный ход штумпера	Н макс	м	0,040	0,032	0,030	0,038
2	Длина звена ОС	ℓ_{α}	м	0,400	0,36	0,32	0,38
3	Положения центров тяжести штумпна коромысла	ℓ_{ass}/ℓ_{as}	-	0,33 0,5	0,32 0,49	0,30 0,51	0,31 0,48
4	Число оборотов коленчатого вала	N_s/ℓ_{as}	-	360	400	300	350
5	Усилия на плунжер 3 пульсатора	P_{max}	кг	5000	3000	5000	4000
6	Вес штумпна	P_{max}	кг	1000	500	2000	1000
7	Вес коромысла	G_5	кг	15	10	12	14
8	Маховой момент муфты 9	$(GD^2)_9$	кНм ²	0,27	0,27	0,27	0,27
9	Маховой момент ротора электродвигателя 17	GD^2	кНм ²	0,5	0,5	0,5	0,5
10	Приведение к валу 6 момента инерции редуктора	J_{red}	кгм ²	0,1	0,12	0,10	0,09
11	Приведение к валу 6 момента инерции кулачкового механизма	J_{cp}	кул.	0,028	0,027	0,026	0,028

п/п	Наименование параметра	Обозначе- ния	Размер- ность	Числовые значения для варианта			
				4	5	6	7
11	Число оборотов электродвигателя 17	n_{qf}	об/мин	3000	3200	3000	3000
12	Коэффициент неравномерности хода вала 6	δ_6	-	$\frac{1}{120}$	$\frac{1}{100}$	$\frac{1}{140}$	$\frac{1}{80}$
13	Механический к.п.д. привода 6-17	η_6	-	0,90	0,86	0,86	0,88
14	Угловая координата кривошипа для силового расчета	град	град	90	60	150	270
15	Суммарное число зубьев колес 10 и II	$Z_{10} + Z_{II}$	-	27	46	36	31
16	Модуль зубчатых колес 10 и II	m_{10-II}	мм	3,0	3,5	4,0	3,5
17	Передаточное число колес 10 и II	A_{10-II}	-	2,00	3,17	2,0	1,58
18	Межосевое расстояние колес 10 и II	a_{10-II}	мм	42	82	74	57
19	Угол наклона зубьев по делительному цилиндру колес 10 и II	β	град	30	25	20	15
20	Число сателлитов редуктора	K	-	3	3	3	3
21	Угол рабочего профиля кулака	δ_{prof}	град	310	340	320	330
22	Ход штумпера насоса 12 (толкателя кулачкового механизма)	h	м	0,014	0,018	0,019	0,020
23	Максимальный угол давления в кулачковом механизме	α_{deg}	град	15	13	16	15

ЗАДАНИЕ № 39

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ ЛЕНТОПРОДЛЯЮЩЕГО МЕХАНИЗМА САМОПИШУЩЕГО ГАЛЬВАНОМЕТРА

Прибор предназначен для автоматической записи показаний гальванометра на бумажной ленте. Показания фиксируются периодически в виде точек при нажатии печатающей дужки на перемещающуюся ленту, покрытую специальной краской (рис.39-1а). Лента имеет несколько цветных дорожек, что позволяет фиксировать показания нескольких датчиков на одной и той же бумажной ленте. Бумажная лента 4 протягивается при вращении барабана 9, закрепленного на валу II. Вал II приводится во вращение при помощи электродвигателя I, редуктора 2, мультийского механизма I4 и зубчатой передачи I1. Число пазов Z_k на ведомом кресте мультийского механизма равно числу измеряемых величин. Подъем и опускание печатающей дужки 8 производится за каждый оборот ведущего вала I мультийского механизма при помощи кулачка 3. В момент опускания дужки 8 стрелка 5 гальванометра прижимает красящую ленту 7 и бумажную ленту 4. Смена цветной дорожки красящей ленты 7 производится при помощи кулачка I3, закрепленного на валу II, и рычага I0 (рис.39-1б). Перемещение рычага смены лент согласовано с показаниями гальванометра при помощи переключателя I2 электрических цепей. Номер измеряемой величины указывается путем поворота шкалы I6 при помощи конической передачи I5. Последовательная запись всех измеряемых величин осуществляется за каждый оборот креста I4 мультийского механизма. Скорость перемещения бумажной ленты 4 зависит от передаточного отношения зубчатой передачи I1. Изменение передаточного отношения позволяет выбирать требуемый масштаб по оси абсцисс при измерениях.

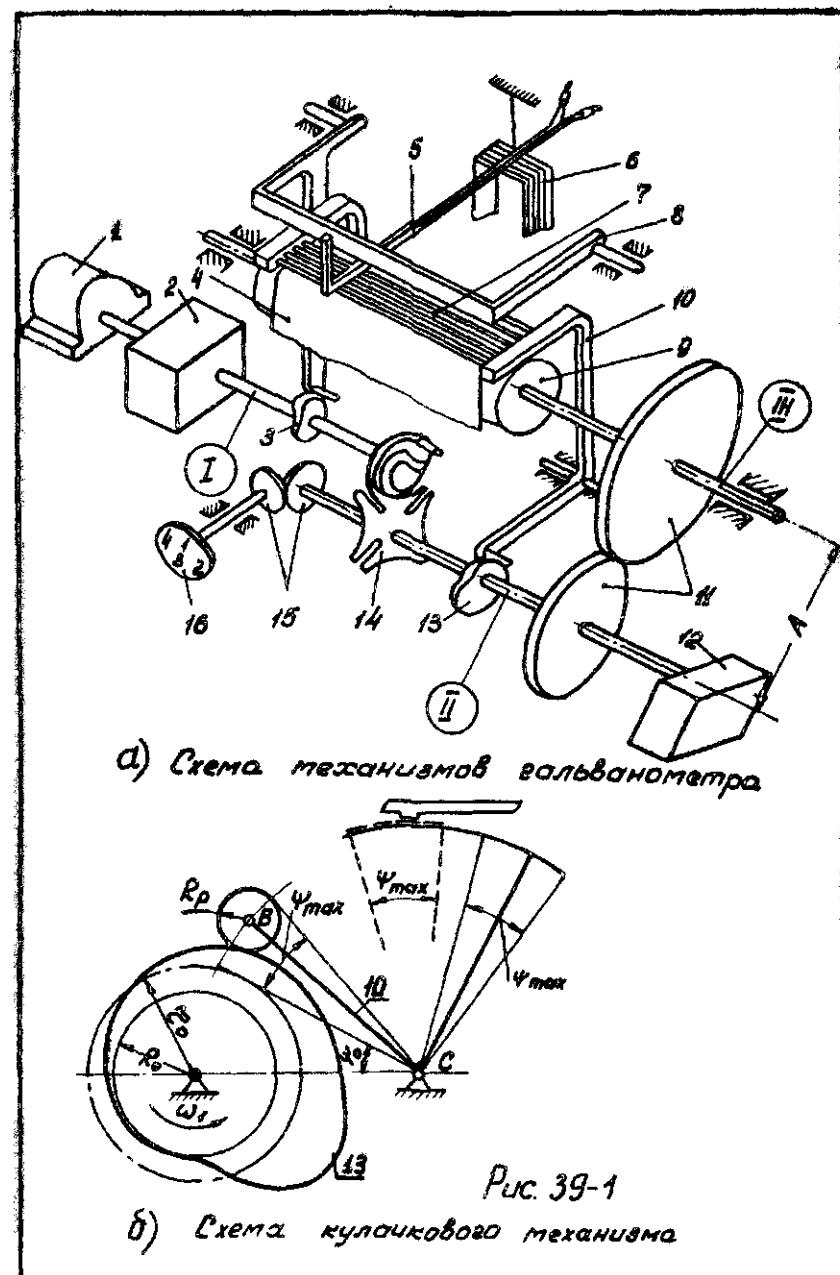


Таблица 39-1

Исходные данные

п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для элементов					
				1	2	3	4	5	6
1	Число измеряемых величин	Z_k	-	-	4	5	6	7	8
2	Число ударов пыщущей луны в минуту	P_1	об/мин	20	15	24	16	25	25
3	Число оборотов электродвигателя	P_2	об/мин	1390	1430	1400	1390	1410	1410
4	Расстояние между осьми колесил межтаза в мультийском механизме	L_o	м	0,030	0,032	0,035	0,036	0,037*	0,037*
5	Максимальное расстояние зубчатой передачи II	A	м	0,023	0,029	0,031	0,028	0,028	0,028
6	Модуль зубчатой передачи	P_2	мк	1,5	2,0	2,0	1,5	1,5	1,5
7	Средняя скорость движения бумаги ленты	V_L	м/сек	0,001	0,0012	0,001	0,0015	0,0012	0,0012
8	Диаметр отрасака протяжника ленты	D	м	0,010	0,010	0,010	0,010	0,010	0,010
9	Момент сопротивления протяжнику бумаги ленты на барабане	M_{fb}	Н·м	0,0110	0,0120	0,0100	0,0110	0,0120	0,0120
10	Момент сил трения в барабанах	M_{fr}	Н·м	0,020	0,015	0,018	0,016	0,018	0,018
11	Момент сил трения при вращении стальных звеньев, приведенных к звезду электродвигателя	M_{fg}	Н·м	0,0002	0,0003	0,0002	0,0002	0,0003	0,0003
12	Маховой момент ротора электродвигателя	$G D^2 g$	Н·м ²	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003

1	2	3	4	5	6	7	8	9	Индукционный	
									13	14
13	Момент инерции редуктора приведенный к звезду двигателя	J_P	кг·сек ²	0,0000015	0,0000020	0,0000025	0,0000015	0,0000018	0,0000018	0,0000018
14	Момент инерции барабана относительно оси вращения	J_B	кг·сек ²	0,002	0,003	0,002	0,0025	0,003	0,003	0,003
15	Коэффициент неравномерности вращения ведущего звена мультийского механизма	δ	-	0,02	0,025	0,02	0,025	0,02	0,02	0,02
16	Условные координаты ведущего звена для силового расчета мультийского механизма (отсчет от линии центров механизмов)	$(\varphi_1)_1$	град	0	0	0	0	0	0	0
		$(\varphi_1)_2$	град	11°28'	17°34'	22°54'	11°28'	17°34'	17°34'	17°34'
17	Число сателлитов планетарного редуктора	K	-	3	3	1	2	3	2	3
18	Максимальный угол качения рычага смены лент	Ψ_{max}	град	17	18	16	15	19	15	19
19	Длина толкателя в кулачковом механизме	l_{as}	м	0,060	0,065	0,070	0,060	0,065	0,060	0,065
20	Максимально допустимый угол качения в кулачковом механизме	α_{gen}	град	40	40	40	40	40	40	40
21	Закон движения токсеги	(рис. 42х)								

В А Д А Н И Е № 40

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ РАДИОПРИЁМНОГО УСТРОЙСТВА

Радиоприёмное устройство, изображенное на рис.40-1а, предназначено для обзора, сопровождения объекта и улавливания испускаемых и отраженных от него электромагнитных волн.

В режиме обзора улавливатель 11 вращается вместе с мачтой, закрепленной на вращающейся платформе. Это движение осуществляется от двигателя D_1 через редуктор P_1 , пару конических зубчатых колес (13, 4) и дифференциал DK . В этом режиме двигатель D_3 выключен, и дифференциал работает как планетарный редуктор при неподвижном центральном колесе 1. Вращается водило 2, ось которого линейно связана с платформой 3, на которой установлена мачта 12. Одновременно улавливатель 11 — звено рычажно-кулачкового механизма (8, 9, 10, 11) — совершает вертикальное качательное движение относительно оси 0. Это движение осуществляется от двигателя D_2 через редуктор P_2 .

В режиме сопровождения счётно-режимные приборы выключают двигатели D_1 и D_2 и включают двигатель D_3 . При этом коническое зубчатое колесо 4 будет неподвижным, а конический дифференциал DK в этом случае работает как планетарный редуктор. Центральное колесо 1 передает движение через сателлит (коническое зубчатое колесо) водилу 2, которое поворачивает платформу 3 с мачтой 12. На рис.40-1б изображена диаграмма изменения горизонтальной составляющей силы сопротивления ветра по закону синусоиды. Диаграмма закона движения (ускорение) толкателя 9 за один оборот кулачка изображена на рис.42а.

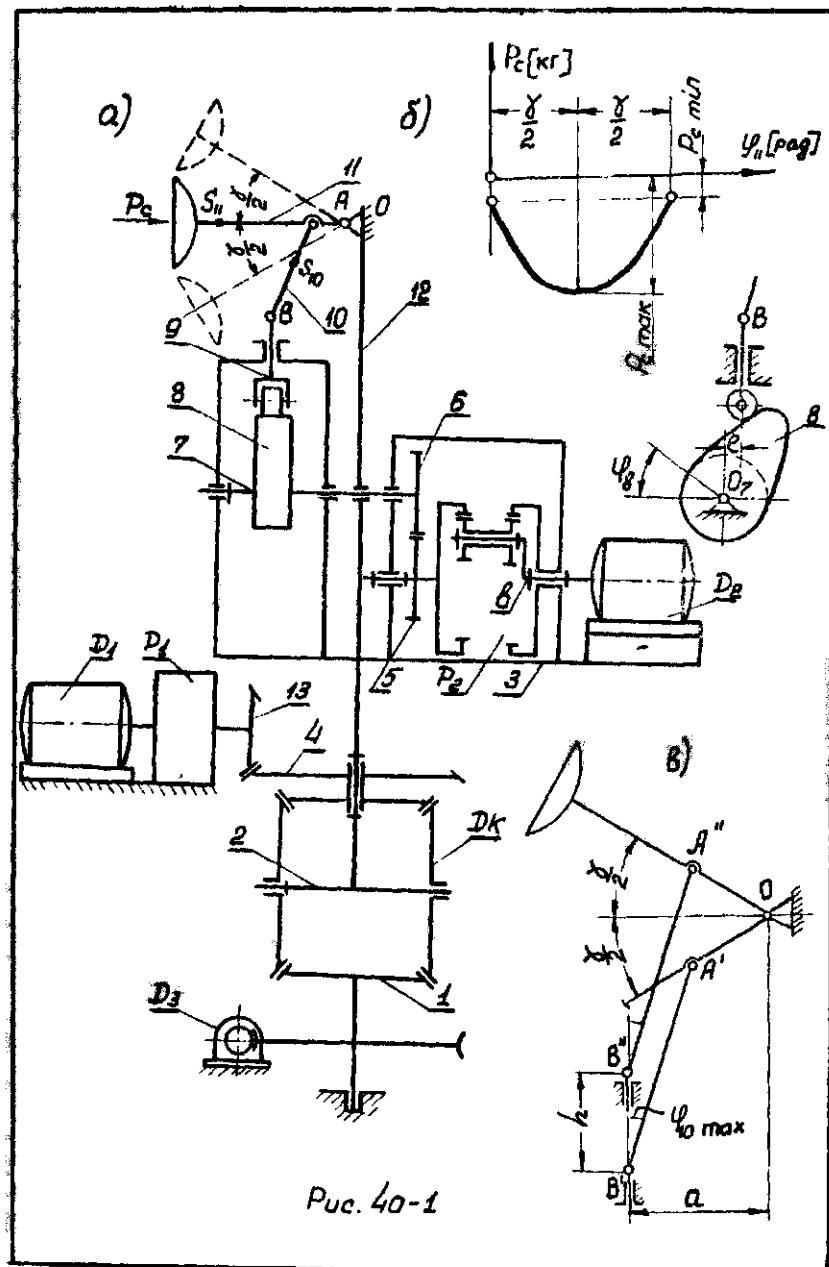


Рис. 40-1

Таблица 40-1

Исходные данные

Н/п	Наименование параметра	Обозна- чені:	Размер- ность	Числовые значения элементов					
				1	2	3	4	5	6
1	Число оборотов вала электродвигателя D_2	τ	об/мин	2800	2900	3000	3100	3200	
2	Угловой ход улавливателя	φ_{loc}	град	60	60	60	60	60	
3	Длина улавливателя (коромысла)	a	м	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	
4	Размер по стойке	a	м	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	
5	Угловая координата шестуна 10 в крайних положениях	$\psi_{10, max}$	град.	20	15	25	20	25	
6	Перемещение толкателя	r_{max}/R_{min}	м	0,02	0,025	0,03	0,035	0,04	
7	Сила сопротивления	G_9	кГсек ²	70/5	75/6	80/7	85/8	90/9	
8	Вес толкателя	G_{10}	кГсек ²	1,5	1,8	2	2,3	2,5	
9	Вес шатуна	G_{11}	кГсек ²	2,5	2,8	3	3,2	3,5	
10	Вес улавливателя	G_{12}	кГсек ²	4,0	4,5	5	5,5	6,0	
II. Отношения определяющие положение центров тяжести шатуна									
	φ_{AB}	-		0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	
	φ_{OC}	-		0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	
12	Момент инерции шатуна улавливателя	J_{S10}	кГмсек ²	0,0015	0,0018	0,002	0,0022	0,0025	
13	Момент инерции кулечка и колеса 6 относительно оси вращения	J_{S11}	кГмсек ²	0,0008	0,0009	0,001	0,0011	0,0012	
14	Момент инерции колеса 5 и редуктора	J_{S12}	кГмсек ²	0,0035	0,0038	0,004	0,0042	0,0045	

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
15	Пара Р2 относительно оси времени колеса 5	J_5	кГмсек ²	0,0015	0,0020	0,0025	0,0030	0,0035	
16	Маховой момент ротора двигателя D_2	GD^2	кГм ²	0,0025	0,0028	0,003	0,0035	0,0040	
17	Коэффициент недавномерности времени вала кулечника	δ	-	$\frac{1}{40}$	$\frac{1}{35}$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{25}$	$\frac{1}{20}$	
18	Угловое трение кулечника для симметричного расчета пары 5-6	φ_1	град	130	162	174	216	288	
19	Число зубьев колеса 6	$i_{5,6}$	-	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	
20	Модуль зубчатых колес	Z_6	м	15	18	20	22	25	
21	Передаточное отношение планетарного редуктора	i_{P2}	-	1	1,5	2	2,5	3	
22	Число сателлитов в планетарном редукторе	K	-	8	9	10	11	12	
23	Максимально допустимый угол давления в кулечнике мехоремме	α_{deg}	град	30	31	32	33	34	
24	Угол рабочего пробега кулечика $\varphi_{рас}$ = $\varphi_{раб} + \varphi_{опуск}$	$\varphi_{рас}$	град	120	120	120	120	120	
25	Выносность кулечкового механизма	e	м	0	0,01	0,015	0,02	0,025	

Примечания. 1. По заданному закону движения (ускорение) толкателя (рис. 42б) и ходу толкателя φ_{loc} предварительно определяется скорость движения толкателя. Необходимые расчеты и построения выполняются в обобщенной зониске.

2. Для определения размеров φ_{loc} и φ_{loc} расчетного механизма дана схема (см. рис. 40-Г в).
3. За звено приведения берется ось 7 (см. рис. 40-Г а).

ЗАДАНИЕ № 41

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА

Угловой двухступенчатый поршневой компрессор (рис.41-1а, 41-1б) предназначен для сжатия воздуха. Его механизмы приводятся в движение электродвигателем 13 ($n = 3000$ об/мин) через зубчатую передачу, состоящую из колес 10 и 11 ($m=4\text{мм}$), и через планетарный редуктор 9.

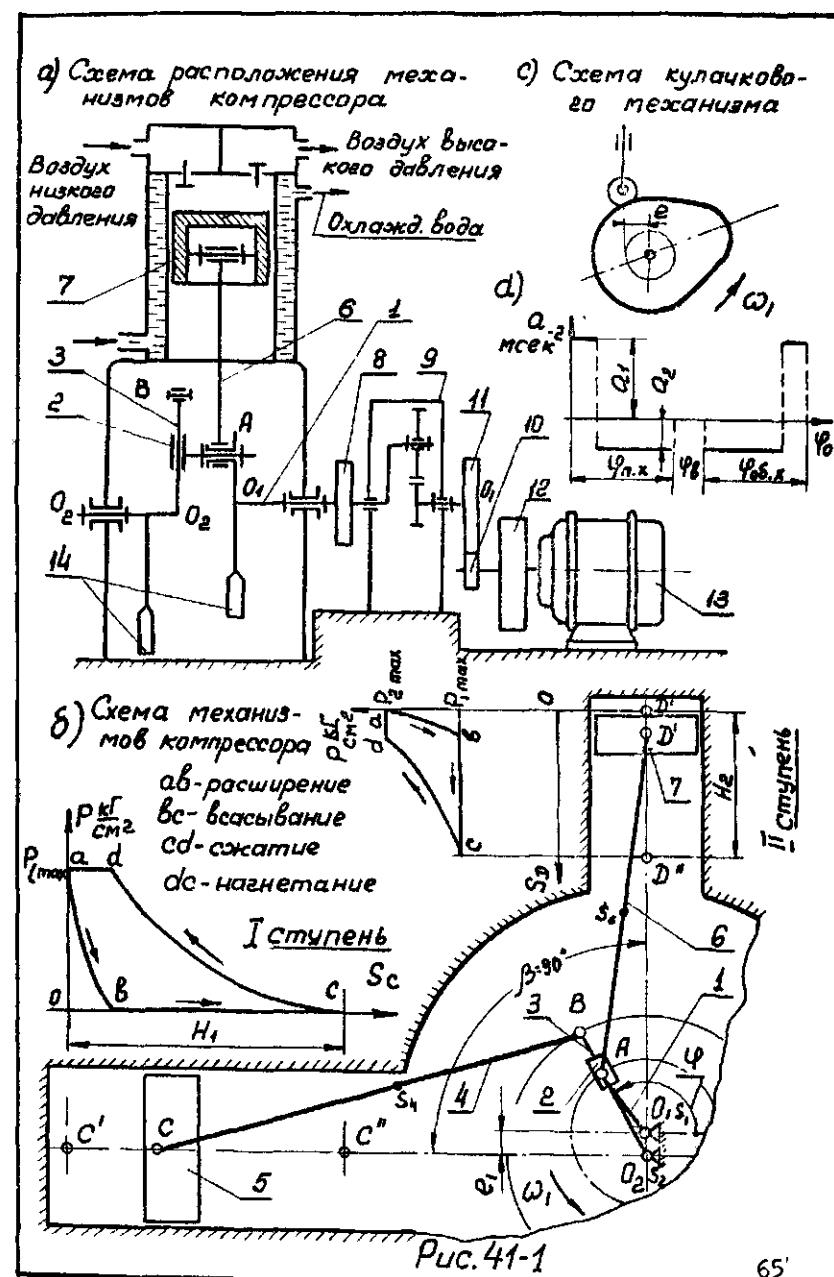
Воздух в цилиндр I ступени поступает из атмосферы и после сжатия до давления $P_{1\max} = 8 \text{ кГ/см}^2$ нагнетается в специальный резервуар, откуда через клапаны поступает в цилиндр II ступени, где сжимается от давления $P_{1\max}$ до давления $P_{2\max} = 14 \text{ кГ/см}^2$.

Управление всасывающими клапанами цилиндра II ступени осуществляется с помощью кулачка 8, насаженного на коленчатый вал компрессора. Схема кулачкового механизма показана на рис.41-1с, а закон изменения ускорения толкателя кулачкового механизма - на рис.41-1д (внеосность толкателя $E = 0,005 \text{ м}$, максимально допустимый угол давления $\alpha_{\max} = 30^\circ$).

Изменение давления в цилиндрах по пути поршней характеризуется индикаторной диаграммой (табл.41-2).

Для сжатия воздуха в цилиндре первой ступени используется шестизвездочный кривошипно-кулисный механизм с вращающейся кулисой, состоящий из кривошипа 1, втулки 2, кулисы 3, шатуна 4 и поршня 5 ($\ell_{sc} : \ell_{o_2 s} = 3$; $\ell_{as_4} : \ell_{sc} = 0,5$) (рис.41-1с).

Поршень 7 цилиндра II ступени приводится в движение кривошипно-ползуальным механизмом $O_1 A D$, состоящим из коленчатого вала 1, шатуна 6 и поршня 7 ($\ell_{AD} : \ell_{o_1 A} = 4$; $\ell_{as_6} : \ell_{AD} = 0,5$); ход поршня I ступени в два раза больше хода поршня II ступени. Маховик 12 закреплен на валу электродвигателя.



Исходные данные

Таблица 4I-1

п/п	Наименование параметра	Обозна- чение	Размер- ность	Числовые значения в миллиметров
1	2	3	4	5
1	Средняя скорость поршня I ступени	\bar{U}_{cp}	м/сек	1,85
2	Число оборотов коленчатого вала	n_{cr}	об/мин	400
3	Коэффициент изменения скорости хо- да поршня I ступени	K_{v1}	-	1,4
4	Диаметр цилиндра I ступени	D_1	м	0,30
5	Диаметр цилиндра II ступени	D_2	м	0,20
6	Коэффициент неравномерности враше- ния коленчатого вала	δ	-	$\frac{1}{80}$
7	Вес поршня I ступени	G_5	кг	18
8	Вес поршня II ступени	G_7	кг	12
9	Вес шатуна I ступени	G_4	кг	20
10	Вес шатуна II ступени	G_6	кг	18
II	Моменты инерции			
	шатуна I ступени	J_{45}	кг·м ²	0,009
	шатуна II ступени	J_{65}	кг·м ²	0,004
	кулис	J_{35}	кг·м ²	0,02
	вращающихся деталей (зуб. ко- лес коленчатого вала и т.д.), приведенные к коленчатому валу	J_o^{np}	кг·м ²	0,018
12	Маховой момент ротора двигателя	CD_g^2	кН ²	0,75
				0,75
				0,85
				0,8
				0,92
				0,95

1	2	3	4	5	6	7	8	9
13	Угловая координата коленчатого ва- ла для силового расчёта	φ_1	град	0	90	180	270	45
14	Ход толкателя кулачкового механизма	h	м	0,013	0,012	0,011	0,010	0,014
15	Углы поворота кулачка, соответствую- щие прямому ходу толкателя	ψ_{pk}	град	80	75	70	75	80
	встречному ходу толкателя	ψ_{bvka}	град	20	15	15	15	20
	сборному ходу толкателя	ψ_{obx}	град	80	75	70	75	80
16	Соотношение между величинами уско- рений толкателя	$V = \frac{Q_1}{Q_2}$	-	1,8	1,8	2	2	2,2
17	Число зубьев в колесе	$Z_{10}; Z_H$	-	14; 20	13; 19	12; 18	15; 21	13; 18
18	Число сателлитов в редукторе	K	-	3	3	3	3	3

Таблица 4I-2

Путь поршня (в полках хода Н)	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Для хода поршня Р	1	0,3	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Для хода поршня ΔP_{max}	1	1	1	0,55	0,38	0,27	0,18	0,12	0,08	0,04	0

Примечания. 1. Для I ступени $\Delta P_{1max} = P_{1max}$
 2. Для II ступени $\Delta P_{2max} = P_{2max} - P_{1max}$, а $P_2 = P_{1max} + \frac{P}{\Delta P_{2max}}$

ПРИЛОЖЕНИЕ

Объем и содержание курсового проекта

Лист 1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОСНОВНОГО МЕХАНИЗМА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАКОНА ЕГО ДВИЖЕНИЯ

1. Определение основных размеров звеньев механизма по заданным условиям.
2. Определение необходимого момента инерции маховых масс, обеспечивающих вращение звена, принятого за звено приведения, с заданным коэффициентом неравномерности. Определение момента инерции дополнительной маховой массы (маховика).
3. Построение диаграммы угловой скорости звена приведения за время одного цикла.

Примечания. 1. Веса звеньев механизма и их моменты инерции даны ориентировочно.

2. Звенья, веса и моменты инерции которых не заданы, считать невесомыми.

Лист 2. СИЛОВОЙ РАСЧЁТ ОСНОВНОГО МЕХАНИЗМА

1. Определение углового ускорения звена приведения по уравнению движения в дифференциальной форме в заданном положении механизма. Определение линейных ускорений центров тяжести и угловых ускорений звеньев.

2. Построение картины силового нагружения механизма.
3. Определение сил в кинематических парах механизма.

4. Оценка точности расчётов, выполненных на 1-ом и 2-ом листах проекта, по уравнению моментов, составленному для звена приведения.

Лист 3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ И ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА

1. Выполнение геометрического расчёта эвольвентной зубча-

той передачи при нарезании колес инструментом со стандартным реечным исходным контуром ($\alpha_0 = 20^\circ$, $\chi_u = 1$, $\chi_c = 0,25$).

2. Построение схемы стакочного зацепления при нарезании колеса с меньшим числом зубьев и профилирование зуба (включая галтель) методом огибания.

3. Вычерчивание схемы зацепления колес с указанием основных размеров и элементов колес и передачи.

4. Проектирование планетарного редуктора (подбор числа зубьев) по заданному передаточному отношению редуктора и числу сателлитов. Допустимое отклонение $i_{\text{ред}} \pm 5\%$. Колеса планетарного редуктора нулевые; модуль колес принять равным единице.

5. Построение треугольников линейных скоростей и плана чисел оборотов звеньев спроектированного редуктора. Проверка передаточного отношения редуктора графическим способом.

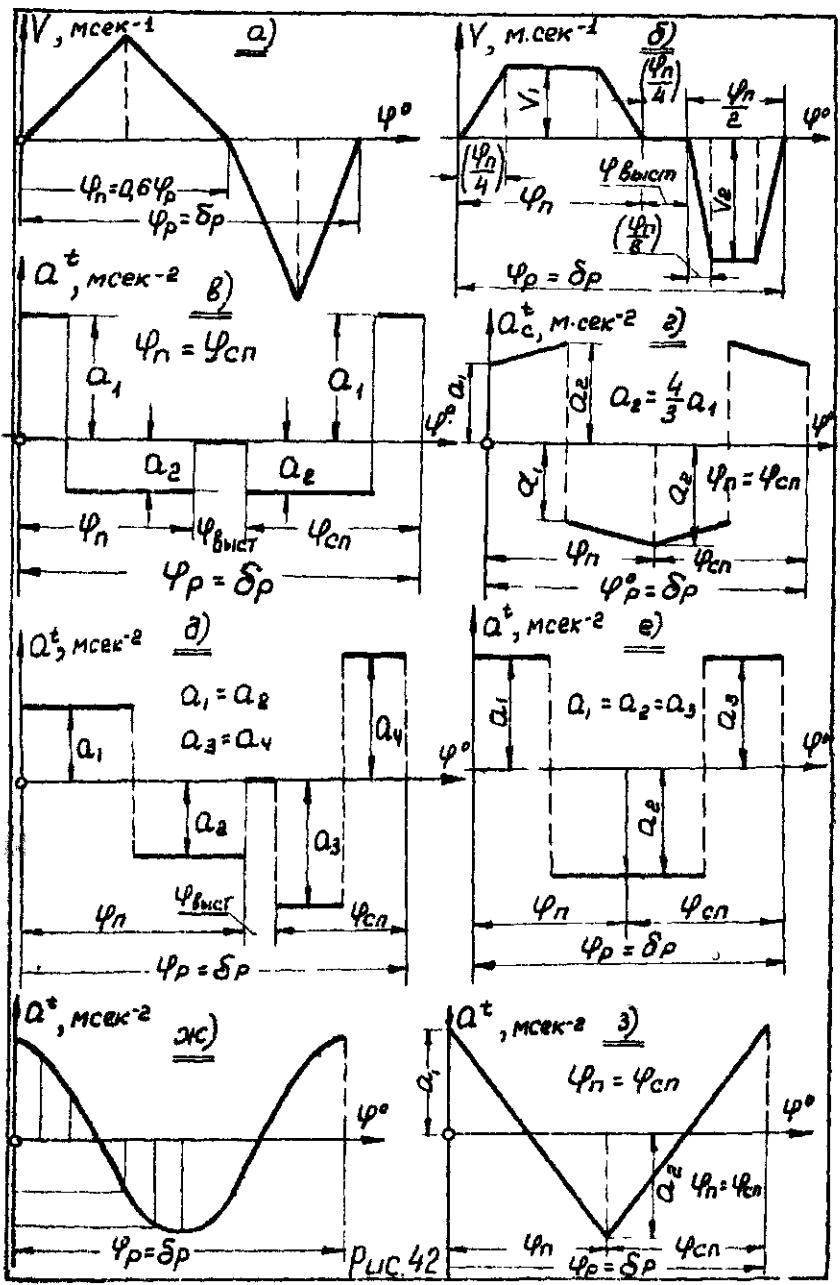
Лист 4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

1. Построение кинематических диаграмм движения толкателя (ускорения, скорости, перемещения) по заданному закону изменения ускорения толкателя.

2. Определение основных размеров кулачкового механизма наименьших габаритов с учетом максимально допустимого угла давления ($\chi_{\text{доп.}}$).

3. Построение профиля кулачка (центрового и конструктивного).

4. Построение диаграммы изменения угла давления в функции угла поворота кулачка.



70

СОДЕРЖАНИЕ

- | | |
|---|----|
| Задание № 26. Проектирование и исследование механизма качающегося конвейера | 8 |
| Задание № 27. Проектирование и исследование механизмов зубострогального станка для нарезания конических колес | 8 |
| Задание № 28. Проектирование и исследование механизмов поперечно-строгального станка | 12 |
| Задание № 29. Проектирование и исследование механизма подачи станка-автомата | 16 |
| Задание № 30. Проектирование и исследование механизмов брикетировочного автомата | 20 |
| Задание № 31. Проектирование и исследование механизма кривошильно-коленного пресса | 24 |
| Задание № 32. Проектирование и исследование механизмов брикетировочного автомата | 28 |
| Задание № 33. Проектирование и динамическое исследование механизмов строгального станка с вращающейся кулисой | 32 |
| Задание № 34. Проектирование и исследование механизмов кислородного двухцилиндрового компрессора | 36 |
| Задание № 35. Проектирование и исследование механизмов поршневого насоса | 40 |
| Задание № 36. Проектирование и исследование механизмов плунжерного насоса | 44 |
| Задание № 37. Проектирование и исследование механизмов плунжерного насоса простого действия | 48 |
| Задание № 38. Проектирование и исследование механизмов гидродульсационной машины | 52 |
| Задание № 39. Проектирование и исследование лентопротяжного механизма самопишущего гальванометра | 56 |

40. Проектирование и исследование механизмов радиоприемного устройства	60
41. Проектирование и исследование механизмов двухступенчатого компрессора	64