Цена 18 коп.

Гарабарин С.С.

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н. Э. Баумана

ЗАДАНИЯ
ДЛЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА
ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ

Выпуск 3

Москва 1974

Задания для курсового проекта по теории механизмов издаются в соответствии с учебным планом специальностей факультетов АМ, К, Э и вечернего отделения.

Рассмотрены и одобрены кафедрой теории механизмов 30.Ш.73г. Методической комиссией факультета ОТ и Учебно-методическим управлением.

Задания, включенные в настоящий выпуск, составили преподаватели кафедры теории механизмов МВТУ им. Н.Э. Баумана с участием некоторых слушателей десятого выпуска факультета повышения квалификации при МВТУ:

А.А. Савелова (задание № 42), В.А. Никоноров (задание № 43) Н.А. Глухов, И.П. Худолеев (задание № 44), З.В. Петров (задание № 45), Л.Н. Дмитриева, Д.Н. Лукичев (задание № 46), П.А. Петров, Д.Н. Лукичев (задание № 47), В.Г. Руденко, З.С. Малышева (задание № 48), А.А. Головин, Н.А. Скворцова (задание № 49), С.А. Попов (задание № 50), Ю.И. Семин (задание № 51), В.А. Зданевич, В.А. Сустин (задание № 52), Р.Н. Коноваленко (задание № 53), В.А Никоноров (задание № 54), Т.А. Архангельская (задание № 55), А.С Мастрюкова (задание № 56), Н.Е. Ремезова (задание № 57), А.А. Головлев, А.С. Мастрюкова (задание № 58), А.А. Королев, А.С. Мастрюкова (задание № 59), С.Б. Минут (задание № 60).

Сборник заданий подготовлен к печати комиссией в составе З.С. Малышевой, А.С. Мастрюковой, Т.А. Архангельской, С.А. Попова, Н.А. Скворцовой, В.А. Никонорова, А.К. Мусатова, Д.М. Лукичева.

Редактор В.М.Царев Корректор Л.И.Малютина

Заказ 2311 Объем 5 п.л. Тираж 1500 экз.
Л-137239 от 18/XII-73 г. Цена 18 коп. Печ.1973 г.

Ротапринт МВТУ. 107005. Москва, Б-5, 2-я Бауманская, 5.

Задание № 42

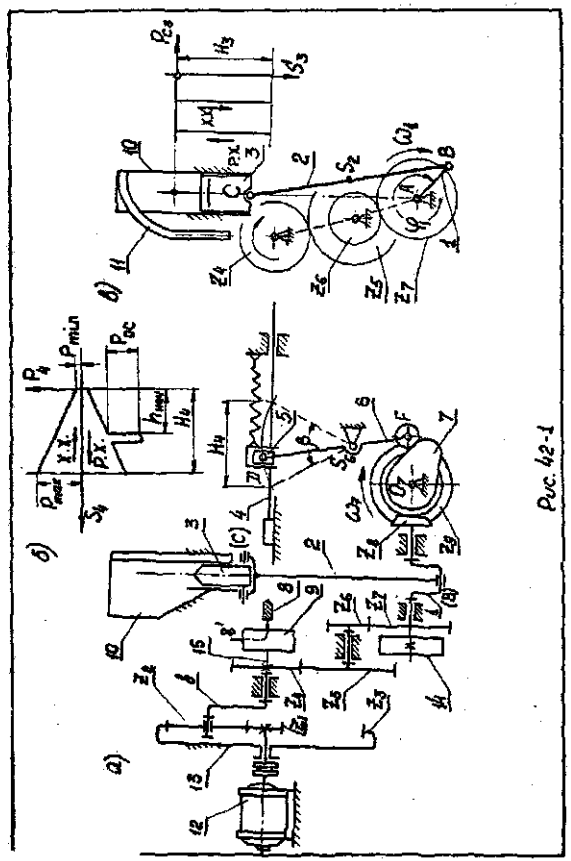
ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ АВТОМАТА ДЛЯ РЕЗЬБОНАРЕЗАНИЯ ГАЕК (М8÷М16)

Нарезание резьбы в гайках производится Г-образным вращающимся метчиком 8, вложенным в специальную головку 9, закрепляемую на шпинделе 15 (рис.42-1а). Заготовки гаек поступают в рабочую зону нарезания по трубке 11, куда подаются посредством кривошипно-ползунного (инерционного) механизма (звенья 1, 2, 3). При движении шибера 3 вверх (рабочий ход) заготовки забираются его верхней гранью из бункера 10. Ползун 4 при своем рабочем движении (влево) сначала подводит очередную заготовку к метчику 8 с переменной скоростью (рис.42-2а, участок 0-4-6), а затем перемещает ее в том же направлении с $v_{рез} = const$ на всем участке нарезания резьбы (рис.42-2а, участок 6-13). Одновременно ползун 4, принадлежащий рычажно-кулачковому механизму (звенья 4, 5, 6, 7), где кулачок 7 является ведущим звеном при рабочем ходе механизма, закрывает зону нарезания от последующей заготовки. После нарезания ползун 4 быстро отводится вправо (рис.42-2а, участок 14-19-24) под действием силы P_4 пружины 16. Нарезанные гайки передвигаются вдоль тела метчика к его концу 8', с которого они сбрасываются. Кинематическая цепь привода автомата состоит из электродвигателя 12, редуктора 13, двух зубчатых цилиндрических передач (Z_4 , Z_5), (Z_6 , Z_7) и передачи конической (Z_8 , Z_9).

Циклограмма характеристики сил сопротивления (P_{c3} , S_3) и знакопеременных сил пружины 16 (P_4 , S_4), приложенных соответственно к звеньям 3 и 4, изображены на рис.42-1б и 42-1в. Причём на графике (P_4 , S_4) совмещена осевая сила $P_{ос}$, действующая на метчик при рабочем ходе в начале врезания метчика 8 в заготовку. На рис.42-2б отмечена фаза действия силы $P_{ос}$ в виде угла $\varphi_{ос}$.

На рис.42-2в дана циклограмма работы основных механизмов автомата. Закон изменения момента сопротивления (M_{c7}, φ_7) на метчике 8 (при *нарезании резьбы*), приведенного к кулачковому валу O_1, представлен на рис.42-2б. При проектировании коромысло-ползунного механизма (звенья 6, 5, 4) необходимо обеспечить заданный закон изменения скорости ползуна 4 (рис.42-2а). Маховик I4 следует посадить на коленвал I, выбранный звеном приведения.

Примечание. Перед началом динамического исследования механизмов (лист № I) необходимо для разметки положений точек D_4 и D_5 на их траекториях найти график изменения (S_{D4}, φ_4) путем графического интегрирования заданного графика (v_{D4}, φ_4), этот материал расположить на листе № 4 проекта ("Проектирование кулачкового механизма").



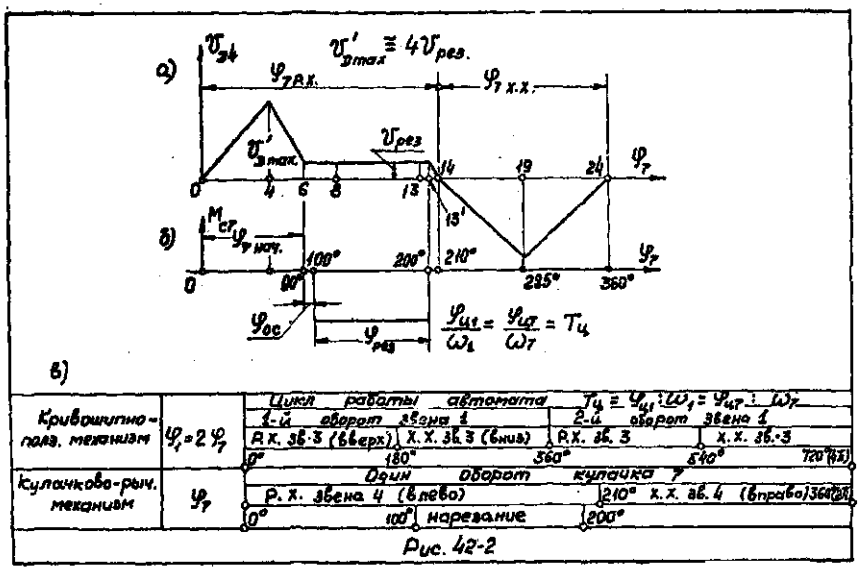


Рис. 42-2

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ по пор.	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
				А(М8)	Б(М10)	В(М14)	Г(М16)	Д(М12)
1	2	3	4	5	6	7	8	9
I	Средняя скорость шибера 3	$v_{ср}$	м/с	0,12	0,11	0,14	0,13	0,15
2	Число оборотов коленвала I	n_1	об/мин	15	14	18	16	20
3	Отношение длины шатуна 2 к длине кривошипа I	СВ/ВА	-	2,2	2,3	2,4	2,5	2,7
4	Передаточное отношение звеньев I и 7	$i_{17} = n_1/n_7$	-	2	2	2	2	2
5	Максимальный угловой ход звена 6	β	град	20	23	26	30	25
6	Максимальный ход звена 4	H_4	м	0,06	0,07	0,085	0,09	0,08
7	Соотношение плеч коромысла 6	DS_6/FS_6	-	2	1,5	1,7	1,5	2
8	Скорость звена 4 на участке нарезания резьбы	$v_{рез}$	м/мин	0,438	0,45	0,86	0,76	0,84
9	Число оборотов шпинделя 15	n_{15}	об/мин	350	300	430	380	480
10	Число оборотов электродвигателя	$n_{дв}$	об/мин	2000	2100	2400	2200	2700
11	Сила сопротивления при подъеме шибера 3	P'_{c3}	кгс	10	10,5	11	11,5	10,5
12	Сила сопротивления при опускании шибера 3	P''_{c3}	кгс	2,5	2	3,5	3,5	2
13	Вес шибера 3	G_3	кгс	6,5	7	8	8,5	7,5
14	Вес шатуна 2	G_2	кгс	3	3	4,5	4,5	3,5
15	Вес ползуна 4	G_4	кгс	10	10	12,5	12	11
16	Вес коромысла 6	G_6	кгс	3,2	3,4	4,2	4,5	3

1	2	3	4	5	6	7	8	9
17	Отношение сил P_{max} и P_{min} от пружины 16 на звено 4	P_{max}/P_{min}	кгс/кгс	6/1	6,5/1	8/1	9/1	7/1
18	Осевая сила в шкале нагружения тяж	$P_{ж}$	кгс	10	11	13	14	12
19	Момент сопротивления на муфтах, приведенный к звену 7	$M_{сп}$	кгс.м	10,3	19,3	60	85	40
20	Момент инерции звена 2	J_{2S}	кгс.м.с^2	0,0016	0,0016	0,02	0,02	0,0016
21	Момент инерции зубчатых колес Z_3 и Z_4	$J_{3,4}$	кгс.м.с^2	$6,5\cdot10^{-5}$	$6,5\cdot10^{-5}$	$7\cdot10^{-5}$	$7\cdot10^{-5}$	$5,5\cdot10^{-5}$
22	Момент инерции коленвала I и колеса Z_8	$J_{1,8}$	кгс.м.с^2	0,001	0,001	0,0015	0,0015	0,0012
23	Маховой момент ротора электродвигателя	$GD^2_{дв}$	кгс.м^2	$6\cdot10^{-4}$	$5\cdot10^{-4}$	$4,5\cdot10^{-5}$	$5,5\cdot10^{-4}$	$4\cdot10^{-4}$
24	Маховой момент шпиндля 15 и головки 9	$GD^2_{шп}$	кгс.м^2	$10\cdot10^{-4}$	$9\cdot10^{-4}$	$8\cdot10^{-4}$	$7\cdot10^{-4}$	$6\cdot10^{-4}$
25	Коэффициент неравномерности вращения вала I	δ	-	I/21	I/20	I/22	I/23	I/24
26	Передаточное отношение зубчатых колес Z_6 и Z_7	i_{67}	-	2,8	2,6	2,9	2,8	3,0
27	Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	32	36	40	42	36
28	Число сегментов в редукторе I3	K	-	3	3	3	3	3
29	Модуль зубчатых колес Z_6 и Z_7	m	мм	3,5	3,5	3	4	3
30	Параметры исходного контура резечного инструмента	α_0	град	20	20	20	20	20
		x_u	-	I	I	I	I	I
		x_c	-	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25

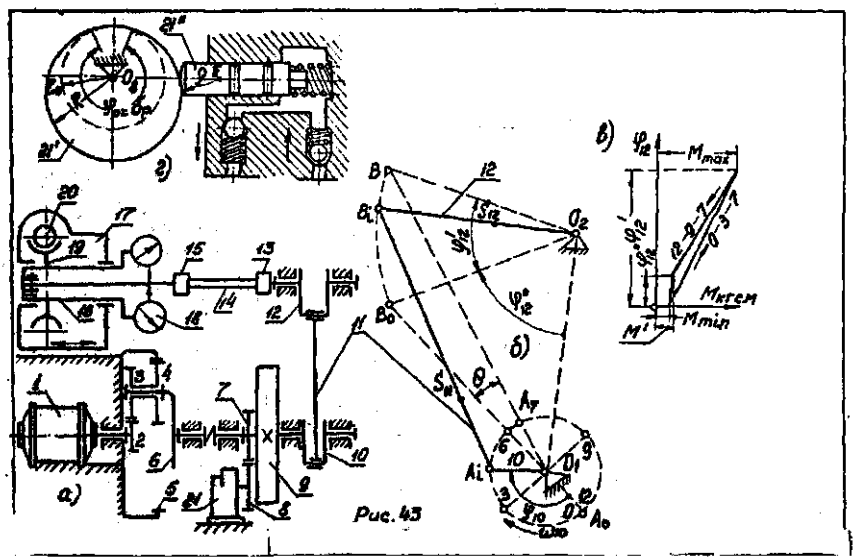
ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ МАШИНЫ ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ОБРАЗЦОВ НА ПОВТОРНО-ПЕРЕМЕННОЕ КРУЧЕНИЕ

Машина для испытания образцов на кручение (рис.43а) состоит из электродвигателя I, планетарного редуктора 2-3-4-5-6, маховика 9, четырехшарнирного механизма I0-II-I2 (рис.43б), кривошипа I0 которого получает непрерывное вращательное движение от электродвигателя. Требуемая неравномерность хода δ вала кривошипа I0 поддерживается маховиком 9. К балансиру I2, совершающему возвратно-вращательное движение, прикрепляется образец I4 с помощью захватов I3 и I5. Захват I5 жестко соединен с крутильным динамометром I6, который неподвижно закреплен в задней бабке I7 (имеющей возможность перемещаться вдоль станины); угловые деформации образца при испытании измеряются индикаторами I8. Для создания предварительного статического нагружения используется червячная передача I9-20, позволяющая закручивать вал динамометра I6 на заданный угол.

Диаграмма нагружения образца, построенная по углу поворота коромысла φ_{12} (величина которого соответствует углу закручивания образца I4), в упрощенном виде представлена на рис.43в. При закручивании образца (когда точка A перемещается из нулевого в седьмое положение) момент возрастает по закону прямой 0-3-7; при раскручивании - снижается по закону прямой 7-9-I2 за счёт упругости образца. Максимальное значение момента M_{max} соответствует верхнему предельному положению точки B балансира I2. Величина потерь на трение при установившемся режиме работы практически постоянна, поэтому $M^{пр}_{тр}=\Sigma M^{пр}(1-\eta)$, где $\Sigma M^{пр}=M^{пр}_{g}-\Sigma M^{пр}_{c}$.

Смазка подвижных соединений механизмов осуществляется от масляного насоса 2I кулачкового типа (рис.43г), закон движения поршня 2I (толкателя) которого в пределах рабочего угла поворота $\varphi_p=\delta_p$ кулачка 2I' представлен на рис.43г. Вращение кулачка 2I' осуществляется от вала редуктора через зубчатые колеса 7 и 8.

Примечание. Моменты инерции звеньев относительно осей, проходящих через центры тяжести, определяются из соотношений: $J_{2S}=0,03m_2l^2_{2}$, кгс.м.с2, $J_{12}=0,03m_{12}l^2_{12}$ кгс.м.с2; для коленчатого $J_{10-0}=0,1J_{10-0}$ кгс.м.с^2.



ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ по пор	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов					
				А	Б	В	Г	Д	Е
I	2	3	4	5	6	7	8	9	I0
I	Коэффициент изменения скорости	K_v	-	I,087	I,069	I,062	I,08I	I,093	I,08I
2	Угол размаха коромысла (угловая деформация образца)	φ'_{12}	град	20,0	I6,0	I4,0	I7,0	I8,0	I7,0
3	Длина коромысла I2	l_{O_2B}	м	0,I5	0,I6	0,I7	0,I3	0,I9	0,20
4	Длина стойки	$l_{O_1O_2}$	м	0,20	0,2I	0,22	0,225	0,24	0,25
5	Положение центра тяжести шатуна II	l_{BS_2}/l_{AB}	-	0,33	0,30	0,32	0,29	0,3I	0,30
6	Положение центра тяжести коромысла	l_{BS_3}/l_{BO_2}	-	0,40	0,44	0,48	0,46	0,50	0,65
7	Максимальный момент	M_{max}	кгс·м	+50	+I20	+45	+I30	+I20	+I00
8	Минимальный момент	M_{min}	кгс·м	-50	0	-35	+40	-40	0
9	Отношение моментов сил в конце опускания коромысла	M'/M_{max}	-	(-0,8)	0,I2	(-0,45)	0,40	(-0,22)	0,II
I0	Отношение углов поворота коромысла	$\varphi''_{12}/\varphi'_{12}$	-	0,20	0,25	0,28	0,24	0,23	0,30
II	Номинальное число оборотов кривошипа I0	n_{10}	об/мин	270	300	280	3I0	320	220
I2	Ориентировочный вес единицы длины звеньев II и I2	q	кг/см	0,08	0,08	0,09	0,09	0,II	0,08
I3	Механический к.п.д. привода I-I0	η	-	0,92	0,94	0,96	0,94	0,93	0,94
I4	Коэффициент неравномерности вращения вала кривошипа	δ	-	I/I50	I/I30	I/I40	I/I20	I/I00	I/60

I	2	3	4	5	6	7	8	9	I0
I5	Угловая координата звена I0 для силового расчета (рис.43б)	φ_{10}	град	I20	90	330	I20	90	270
I6	Маховой момент ротора электродвигателя и муфты	GD^2	кгс.м^2	0,3	0,6	0,4	0,6	0,6	0,5
I7	Момент инерции колес редуктора относительно оси звена 6	$J_{ред}$	кгс.м.с^2	0,08	0,I	0,06	0,I2	0,I2	0,I
I8	Момент инерции кулачкового механизма, приведенный к звену I0	$J_{кул}$	-"-	0,028	0,027	0,026	0,028	0,028	0,025
I9	Число оборотов электродвигателя	n_1	об/мин	3000	3600	3200	3400	3600	3000
20	Суммарное число зубьев колес 7 и 8	z_7+z_8	-	24	26	36	36	39	38
21	Передаточное отношение этих колес	i_{7-8}	-	2,00	I,905	2,00	I,72	I,60	I,92I
22	Межосевое расстояние колес 7 и 8	A_{7-8}	мм	37,0	47,0	74,0	65,0	60,0	76,0
23	Модуль зубчатых колес 7 и 8	m_{7-8}	мм	3,0	3,5	4,0	3,5	3,0	4,0
24	Угол наклона зубьев колес 7 и 8 по делительному цилиндру	β_{7-8}	град	30	25	20	I5	I0	20
25	Число сателлитов редуктора	K	-	3	3	3	3	3-5	2-3
26	Ход плунжера 2I насоса	h	м	0,0II	0,0I2	0,0I3	0,0I6	0,0I4	0,0I5
27	Угол рабочего профиля кулачка	$\delta_{раб}$	град	330	360	340	360	350	320
28	Допускаемый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	I6,0	I7,0	22,0	24,0	20,0	I5,0
29	Закон движения толкателя (приложение II)	-		Ж	З	В	Г	Д	Ж

Задание № 44

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ ЛЕГКОГО РЫЧАЖНОГО СТАЛКИВАТЕЛЯ СРЕДНЕСОРТНОГО СТАНА

Сталкиватель среднесортного стана предназначен для сталкивания заготовок сортового профиля, движущихся по роликовому транспортеру.

Электродвигатель 6 (рис.44а) через муфту 7 и редуктор 8 передает вращение колесам открытой зубчатой передачи ($z_7 - z_8$). На одном валу с зубчатым колесом z_8 посажен кривошип I рычажного сталкивателя, который посредством звеньев 2,3,4 сообщает возвратно-поступательное движение звену 5, производящему сталкивание заготовок сортового профиля.

При проектировании кулачкового механизма необходимо осуществить заданный закон изменения ускорения толкателя (рис.44в). Кулачковый механизм служит здесь для привода масляного насоса (рис.44б).

Примечания. I. Определение основных размеров механизма произвести по заданным l_{CD}, l_{CE}, l_{DE} и l_{δ}, K_{σ}. Крайние положения звена 3 определяются углами φ_1 и φ_2. Центры вращения кривошипа I (точка D) и коромысла 5 (точка C) расположены на горизонтальной прямой.

2. Центры тяжести звеньев 2, 3, 4 расположены по средине их длин.

3. Геометрический расчёт зубчатой передачи выполнить для колес z_5 и z_6 .

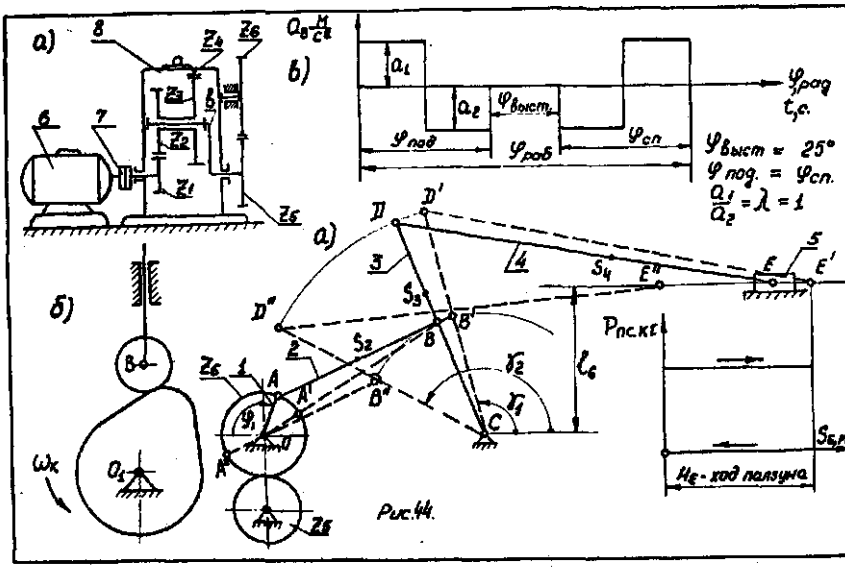


Рис.44.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ по пор.	Наименование параметров	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Число оборотов электродвигателя	$n_{эд}$	об/мин	735	1440	1440	975	975
2	Число оборотов кривошипа	n_1	об/мин	34,2	60	65	40	42
3	Усилие сталкивания	$P_{п.с}$	кгс	500	600	900	400	800
4	Вес шатуна AB	G_2	кгс	78,5	75	90	78	80
5	Вес коромысла CD	G_3	кгс	147	150	160	140	160
6	Вес шатуна DE	G_4	кгс	196	200	220	150	200
7	Вес ползуна 5	G_5	кгс	29,5	30	35	30	35
8	Длина коромысла CD	l_{cd}	м	1,2	1,5	1,7	1,1	1,2
9	Расстояние между точками C и B	l_{cb}	м	0,68	0,75	0,85	0,90	0,90
10	Длина шатуна DE	l_{de}	м	1,2	1,5	1,7	1,1	1,2
11	Расстояние до траектории ползуна (звено 5)	l_e	м	0,84	0,82	0,90	1,00	1,00
12	Коэффициент неравномерности скорости движения 5-го звена	K_v	-	1,324	1,40	1,20	1,25	1,30
13	Углы для крайних положений 3-го звена	γ_1	град	45	70	60	65	70
		γ_2	-"-	105	110	120	115	110
14	Момент инерции шатуна AB относительно оси, проходящей через центр тяжести	J_{S2}	кгс.м.с^2	0,4	0,35	0,45	0,41	0,50
15	Момент инерции 3-го звена относительно оси, проходящей через его центр тяжести	J_{S3}	кгс.м.с^2	0,5	0,51	0,55	0,45	0,55

1	2	3	4	5	6	7	8	9
16	Момент инерции 4-го звена относительно оси, проходящей через центр тяжести	J_{4x}	кгс.м.с^2	1,5	1,6	1,61	1,2	1,6
17	Коэффициент неравномерности вращения вала кривошипа	δ	–	0,15	0,10	0,11	0,14	0,13
18	Маховый момент ротора электродвигателя	GD^2	кгс.м^2	1	1,2	1,2	1,1	1,1
19	Момент инерции гуканого вала I (без дополнительной маховой массы)	J'_{10}	кгс.м.с^2	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
20	Моменты инерции, приведенные к ведомому валу:							
	а) редуктора	J''_{Mg}	кгс.м.с^2	0,08	0,09	0,09	0,08	0,09
	б) колеса 5	J''_{5}	кгс.м.с^2	0,055	0,056	0,057	0,050	0,060
	в) колеса 6	J''_{6}	кгс.м.с^2	0,06	0,061	0,063	0,064	0,060
21	Координата для силового расчёта	φ_1	град	90	70	60	100	120
22	Ход толкателя	h	м	0,076	0,07	0,08	0,09	0,10
23	Число оборотов кулачка	$n_к$	об/мин	100	120	150	100	110
24	Максимально допустимый угол давления	$\alpha_{доп}$	град	35	30	32	35	40
25	Угол рабочего профиля кулачка	δ	град	160	180	160	170	160
26	Модуль зубчатых колес планетарного редуктора	m_I	мм	5	6	6	6	5
		m_{II}	мм	10	10	10	10	10
27	Модуль зубчатых колес Z_5 и Z_6	z_5	–	14	13	14	12	10
28	Число зубьев колес	z_6	–	20	21	21	22	18
29	Число сателлитов в редукторе	K	–	3	3	3	3	3

Задание № 45

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ПЛУНЖЕРНОГО ПИТАТЕЛЯ

Плунжерный питатель, применяемый обычно на предприятиях легкой и пищевой промышленности для подачи насыпных грузов из бункеров, состоит из прямоугольного лотка 6, по дну которого перемещается плунжер кривошипно-ползунного механизма I, 2, 3, 4 (рис.45а).

При ходе вперед плунжер перемещает перед собою по лотку насыпной груз, который ссыпается через переднюю кромку лотка в приемное устройство; при ходе назад плунжер освобождает место для новой порции насыпного груза, поступающего в лоток из горловины бункера 5.

Коленчатый вал привода питателя приводится в движение электродвигателем 7 (число оборотов электродвигателя n_9 =1480 об/мин) через планетарный редуктор 8 с числом сателлитов K = 3 и открытую прямозубчатую передачу, состоящую из колес 9, 10 (модуль m = = 3). Требуемая неравномерность движения механизма обеспечивается установкой муфты (маховика) II с соответствующим моментом инерции.

Смазка подвижных соединений механизма осуществляется под давлением от масляного насоса кулачкового типа I2, I3, I4. Закон изменения ускорения плунжера насоса представлен на рис.45в.

Сила сопротивления перемещению плунжера (см. графики рис.45б)

$$P_c = P_{c_1} + P_{c_2} + P_{c_3},$$

где P_{c_1} – сила трения насыпного груза на участке L_1 ;

P_{c_2} – сила сопротивления среза насыпного груза плунжером в горловине бункера и сопротивление трения насыпного груза о днище и стенки лотка под горловиной бункера,

$$P_{c_2} = P_{c_2 max}(L_1 - x)\cdot\frac{1}{L_1};$$

P_{c_3} – сила трения плунжера о днище лотка F_g и о материал F_M , находящийся над плунжером в горловине бункера,

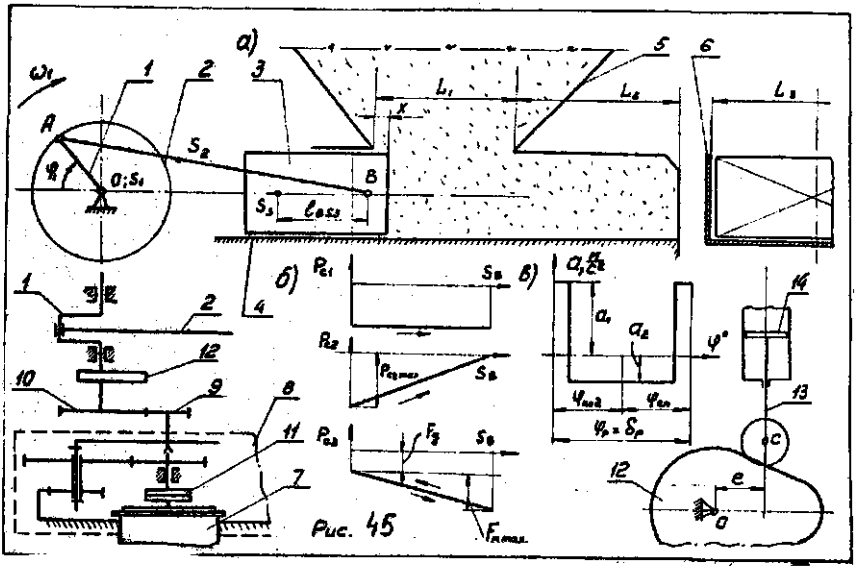
$$P_{c_3} = F_g + F_M = F_g + F_{M max}\frac{x}{L_1}.$$

<u>Примечание.</u> Для определенного (конкретного) груза

а) $P_{c_1} = f_1(L_2, L_3, L_4) = const$,

б) $P_{c_2 max} = f_2(L_1, L_3, L_4) = const$,

в) $F_{M max} = f_3(L_1, L_3) = const$.



ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ по пор.	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
I	2	3	4	5	6	7	8	9
I	Средняя скорость плунжера	$v_{ср}$	м/с	0,08	0,I	0,I2	0,I4	0,I6
2	Число оборотов коленчатого вала	n_1	об/мин	28	30	30	32	35
3	Отношение длины шатуна к длине кривошипа	l_{AB}/l_{OA}	-	5,5	5,6	5,7	5,8	6,0
4	Положение центра тяжести шатуна 2	l_{AS_2}/l_{AB}	-	0,25	0,275	0,3	0,275	0,3
5	Силы сопротивления	P_{c1}	кгс	40	45	45	50	50
		$P_{c2\,max}$	кгс	60	60	75	70	75
		$F_{n\,max}$	кгс	45	45	45	50	50
		F_3	кгс	I5	I5	25	25	20
6	Вес плунжера	G_1	кгс	30	35	35	40	40
7	Вес шатуна	G_2	кгс	I0	I2	I5	I2	I5
8	Положение центра тяжести звена 3	l_{BS_3}	м	0,I	0,I	0,I2	0,I2	0,I5
9	Момент инерции шатуна	J_{S2}	кгс.м.с^2	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008
I0	Коэффициент неравномерности вращения вала I	δ	-	I/I5	I/I6	I/I5	I/I8	I/I5
II	Момент инерции коленчатого вала (без маховика)	J_{01}	кгс.м.с^2	0,002	0,003	0,0035	0,003	0,004
I2	Маховой момент ротора электродвигателя ?	GD^2	кгс.м^2	0,04	0,04	0,04	0,05	0,05
I3	Момент инерции редуктора и зубчатых колес 9, I0, приведенный к валу электродвигателя	GD^2	кгс.м^2	0,02	0,025	0,025	0,03	0,03

1	2	3	4	5	6	7	8	9
I4	Угловая координата кривошипа для силового расчёта	φ_1	град	30	60	45	120	30
I5	Число зубьев колес	z_9	-	9	I0	II	I0	II
		z_{10}	-	25	26	24	25	26
I6	Ход плунжера I3 масляного насоса	h	м	0,009	0,0I	0,0I2	0,0I	0,0II
I7	Угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	I6	I8	20	I6	I8
I8	Угол рабочего профиля кулачка	δ_p	град	300	330	350	330	300
I9	Отношение между величинами ускорений толкателя	$k=\frac{a_1}{a_2}$	-	I,6	I,6	I,8	2	2

Задание № 46

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ВЫТЯЖНОГО ПРЕССА

Балансирный вытяжной пресс (рис.46а) предназначен для штамповки в холодном состоянии глубоких полых изделий. Движение от электродвигателя I через планетарный редуктор 2-в и зубчатую передачу 6-7 передается на вал 8 шестизвенного кривошипно-ползунного механизма 8-I3. Кривошипно-коромысловый механизм $OABC$ позволяет получить движение ползуна I2 вверх (в период холостого хода) с бо́льшей средней скоростью, чем при рабочем ходе вниз, что повышает производительность пресса.

Для обеспечения необходимой равномерности движения на кривошипном валу 8 закреплен маховик I4. К нижней плоскости ползуна I2 крепится подвижная часть штампа – пуансон. Неподвижная часть штампа – матрица – устанавливается на стол пресса. График изменения усилия вытяжки P_c по пути ползуна представлен на рис.46б. При ходе ползуна I2 вверх готовая деталь с помощью кулачково-рычажного механизма I5-I7 выталкивается из матрицы и поднимается до плоскости стола, а затем удаляется из рабочей зоны посредством специального устройства – механической руки (на схеме не показано). Пружина I8 служит для возврата выталкивателя I7 вниз, в исходное положение. Требуемый закон изменения ускорения центра ролика M коромыслового толкателя I6 дан на рис.6Iв (приложение II).

Примечания. I. При проектировании рычажного механизма ось ползуна I2 провести через середину стрелы прогиба дуги, стягивающей крайние положения точки D звена I0.

2. Центры масс звеньев 9, I0 принять посредине их длин.

3. Моменты инерции J_{S8}, J_{S6} подсчитать по формуле $J_S=\frac{m\ell^2}{12}$, где m – масса звена, ℓ – длина звена.

4. Силовой расчёт механизма произвести в положении, когда усилие $P_c=P_{c\,max}$.

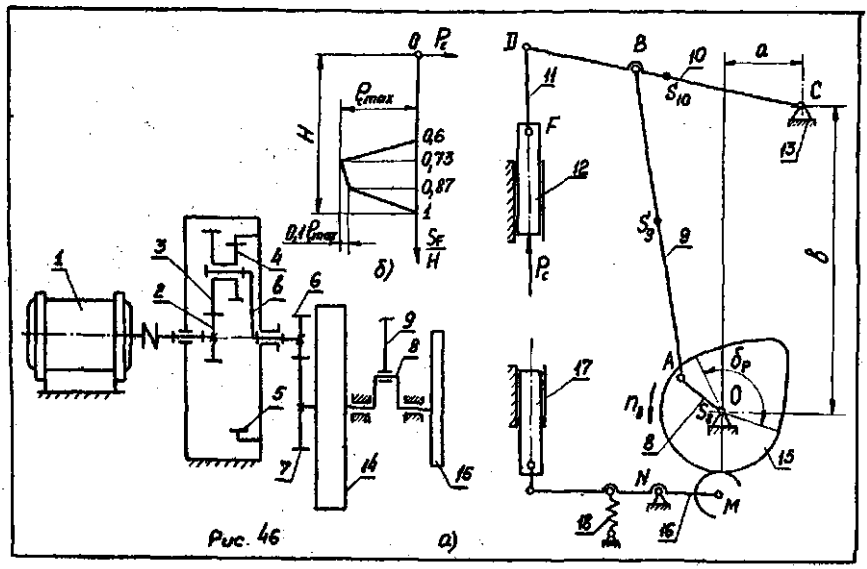


Рис. 46

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ по пор.	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
I	2	3	4	5	6	7	8	9
I	Число оборотов электродвигателя	n_1	об/мин	960	980	940	I440	I420
2	Число оборотов кривошипного вала 8	n_8	об/мин	40	45	50	60	70
3	Ход ползуна I2	H	м	0,28	0,27	0,26	0,25	0,24
4	Максимальное усилие вытяжки	$P_{c\,max}$	кгс	3600	3800	4000	4200	4500
5	Размеры звеньев	l_{ac}	м	0,27	0,28	0,29	0,30	0,27
		l_{BC}	м	0,38	0,39	0,40	0,42	0,37
		l_{BF}	м	0,I0	0,I0	0,II	0,I2	0,I0
		a	м	0,I4	0,I4	0,I5	0,I6	0,I4
6	Коэффициент изменения средней скорости ползуна I2	K_v	-	I,2	I,25	I,I5	I,25	I,2
7	Маховой момент ротора электродвигателя	GD^2	кгс.м^2	0,40	0,42	0,45	0,48	0,40
8	Приведенный к валу 8 момент инерции всего зубчатого редуктора	J_P^{Σ}	кгс.м.с^2	0,20	0,24	0,26	0,25	0,22
9	Момент инерции кривошипного вала 8 (без маховика)	J_{10}'	кгс.м.с^2	0,004	0,0045	0,005	0,005	0,004
I0	Вес звена 8 (без маховика)	G_8	кгс	50	55	60	50	45
II	Вес ползуна I2	G_{12}	кгс	30	35	40	35	30
I2	Ориентировочный вес единицы длины звеньев 9, I0	q	кгс/см	0,26	0,27	0,28	0,26	0,24

1	2	3	4	5	6	7	8	9
13	Коэффициент неравномерности вращения вала 8	δ	-	1/6	1/6	1/7	1/7	1/8
14	Числа зубьев колес 6, 7	z_6	-	15	12	14	15	12
		z_7	-	20	18	24	21	20
15	Модуль зубчатых колес 6, 7	m	мм	5	5	5	6	6
16	Число сателлитов в планетарном редукторе	K	-	3	3	3	3	3
17	Длина толкателя 16	$l_{пр}$	м	0,16	0,17	0,18	0,14	0,16
18	Угол рабочего профиля кулачка	δ_p	град	130	140	145	120	125
19	Угол поворота кулачка, соответствующий дальнему выстою толкателя (рис.46в)	$\varphi_{выст}$	град	10	10	15	10	5
20	Дуговой ход точки M толкателя	h	м	0,07	0,065	0,06	0,06	0,075
21	Отношение величин ускорений толкателя	a_1/a_2	-	1,7	1,6	1,8	1,6	1,5
22	максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	40	45	45	40	40

Задание № 47

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ГАЙКОВЫРУЧНОГО АВТОМАТА

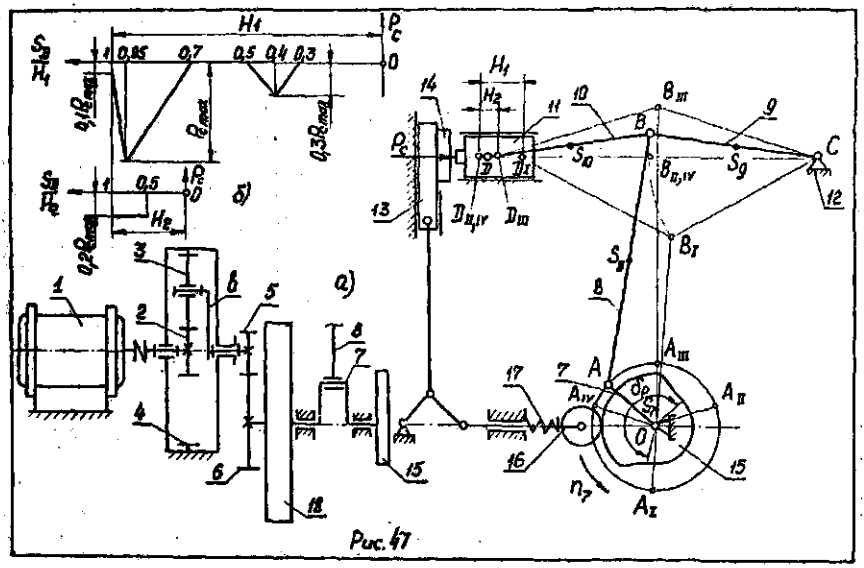
Автомат (рис.47а) предназначен для изготовления гаек из полосовой стали. Движение от электродвигателя I через планетарный редуктор 2-в и зубчатую передачу 5-6 передается на вал 7 шестизвенного кривошипно-ползунного механизма 7-12 $(OABCD)$. Во время длинного хода H_1 ползуна II влево, начиная с положения механизма $A_I B_I D_I$ и кончая положением $A_{II} B_{II} D_{II}$, с помощью пуансонов, закрепленных на ползуне II, и матриц на ползуне (челноке) I3 производятся операции: I) вырубка уголков в полосе I4, которая подается в зону штамповки с помощью механизма прерывистой (шаговой) подачи (на схеме не показан); 2) пробивка отверстия под резьбу; 3) отрубка гаек от полосы и 4) чеканка фаски.

После этого ползун II совершает короткий ход H_2 вправо, до положения механизма $A_{III} B_{III} D_{III}$, во время которого челнок I3, до этого неподвижный, перемещается вверх и выставляет на позицию штамповки калибровочную матрицу для зачистки граней гайки. Далее ползун II совершает короткий ход влево (до положения механизма $A_{IV} B_{IV} D_{IV}$), во время которого и производится зачистка граней гайки (калибровка).

График изменения усилия P_c, действующего на ползун II при работе автомата, дан на рис.47б. Во время длинного хода ползуна II назад (вправо) осуществляются отвод калибровочной матрицы I3 вниз и шаговая подача полосы I4. Челнок I3 с матрицами приводится в движение кулачково-рычажным механизмом I5-I6-I3; пружина I7 служит для возврата челнока в исходное положение. Требуемый закон изменения ускорения толкателя I6 дан на рис.61в (*приложение II*).

Для обеспечения необходимой равномерности движения на кривошипном валу 7 закреплен маховик I8.

Примечания. I. Центр вращения кривошипа (точка O) расположить на вертикали, проходящей через точку B_{III}.
2. Центры масс звеньев 8,9,I0 принять посредине их длин.
3. Моменты инерции J_{M}, J_{III}, J_{IV} подсчитать по формуле $J_s = \frac{m l^2}{12}$, где m – масса звена, l – длина звена.
4. Силовой расчёт механизма произвести в положении, когда усилие $P_c = P_{c\,max}$.



ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ по доп.	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
I	2	3	4	5	6	7	8	9
I	Число оборотов электродвигателя	n_1	об/мин	860	940	960	1440	1460
2	Число оборотов кривошипного вала 7	n_7	об/мин	100	90	110	120	130
3	Ход ползуна II	H_1	м	0,05	0,06	0,07	0,06	0,05
		H_2	м	0,018	0,02	0,022	0,024	0,026
4	Максимальное усилие, приложенное к ползуну II	$P_{c\,max}$	кгс	6000	6500	7000	5800	5500
5	Размеры звеньев	$l_{BC}=l_{BD}$	м	0,25	0,28	0,30	0,26	0,24
		l_{OC}	м	0,45	0,50	0,45	0,40	0,40
6	Вес звеньев 9, 10, II	$G_9=G_{10}$	кгс	15	18	20	16	14
		G_{11}	кгс	60	65	70	55	50
7	Вес звена 7 (без маховика)	G_7	кгс	50	55	60	45	40
8	Ориентировочный вес единицы длины звена 8	q	кгс/см	0,25	0,28	0,30	0,24	0,22
9	Коэффициент неравномерности вращения вала 7	δ	-	1/10	1/9	1/8	1/12	1/15
10	Маховой момент ротора электродвигателя	GD^2	кгс.м^2	0,20	0,22	0,24	0,18	0,16
II	Приведенный к валу 7 момент инерции всего зубчатого редуктора	$J_p^{пр}$	кгс.м.с^2	0,12	0,14	0,16	0,10	0,09
12	Момент инерции кривошипного вала 7 (без маховика)	J'_{10}	кгс.м.с^2	0,002	0,002	0,003	0,0015	0,0012

1	2	3	4	5	6	7	8	9
13	Числа зубьев колес 5, 6	z_5 z_6	- -	14 24	12 21	13 19	12 24	11 18
14	Модуль зубчатых колес 5, 6	m	мм	4	5	5	6	6
15	Число сателлитов в планетарном редукторе	K	-	3	3	3	3	3
16	Угол рабочего профиля кулачка	δ_p	град	240	230	220	230	250
17	Ход толкателя кулачкового механизма	h	м	0,015	0,016	0,017	0,018	0,020
18	Угол поворота кулачка, соответствующий давлению выстоя толкателя (рис.47а)	$\varphi_{выст}$	град	180	170	160	150	180
19	Отношение величин ускорений толкателя	a_1/a_2	-	1,5	1,6	1,5	1,7	1,8
20	Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	30	30	25	25	28

Задание № 48

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ СУДОВОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ

Судовая силовая установка (рис.48а,б) состоит из одноцилиндрового нереверсивного двухтактного двигателя внутреннего сгорания с двумя расходящимися поршнями (I,2,3,4-4',5-5',6) с воспламенением от сжатия, маховика 7, планетарного реверс-редуктора 8, однорядного редуктора 9, гребного вала с винтом I0.

Вал двигателя I имеет три колена. Среднее колено OA через шатун AB 2 сообщает движение нижнему поршню 3, а крайние два колена OC и OC', расположенные под углом I80° к среднему, сообщают через шатуны 4-4' и штанги 5-5' движение верхнему поршню 6 в сторону, противоположную движению поршня 3. В процессе работы двигателя поршни 3 и 6 то расходятся, то сближаются. Наименьшее расстояние между поршнями определяется по заданной геометрической степени сжатия θ как отношению наибольшего к наименьшему расстоянию между поршнями

$$\theta = \frac{x_{max}}{x_{min}} = \frac{2l_{OA} + 2l_{OC} + x_{min}}{x_{min}}.$$

От коленчатого вала I движение передается гребному валу через планетарный реверс-редуктор 8 (водило, z_1, z_2, z_3, z_4) с фрикционными муфтами L и M и через одноступенчатый редуктор 9 с цилиндрическими прямозубыми колесами.

Для движения судна вперед включается фрикционная муфта L, связывающая колеса z_1 и z_4, вследствие чего водило и колеса z_1, z_2, z_3, z_4 вращаются как одно целое относительно геометрических осей колеса z_1 и водила. В этом случае $i_{g_1} = 1$. Для движения судна назад включается муфта M и отключается муфта L. При этом колесо z_4 останавливается, а колесо z_1 получает вращение в обратную сторону с $i_{g_1} = -1$. Для остановки судна обе муфты отключаются. Проектирование планетарного зубчатого механизма производится для хода назад.

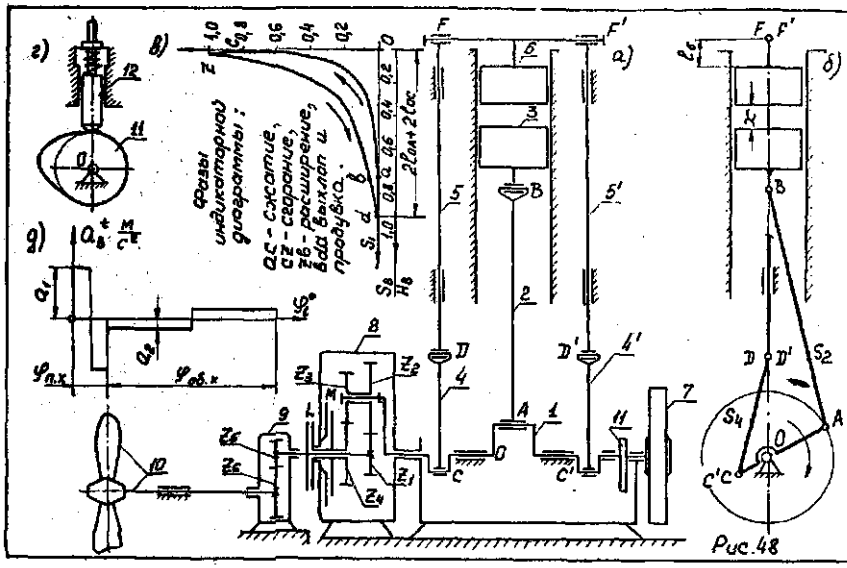
Закон изменения давления газа в цилиндре двигателя при перемещении поршней представлен индикаторной диаграммой (рис.48в), а данные для ее построения приведены в табл.48. В двухтактном двигателе такого типа при расхождении поршней в цилиндре происходит сгорание впрыснутого топлива и расширение продуктов сгорания, а

при сближении их – сжатие воздуха, нужного для сгорания. Схема кулачкового механизма топливного плунжерного насоса изображена на рис.48г. Кулачок II этого механизма посажен непосредственно на коленчатый вал двигателя. Закон движения плунжера I2 насоса задан графиком ускорений (рис.48д).

Таблица 48

ЗНАЧЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ В ЦИЛИНДРЕ ДВИГАТЕЛЯ В ДОЛЯХ МАКСИМАЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ p_{max} В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ПОЛОЖЕНИЯ ПОРШНЕЙ

Координаты поршней в долях от H	S_B/H_B	0,00	0,02	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	I
Давление газа в долях p_{max}		При расхождении поршней												
	p/p_{max}	0,863	I	0,863	0,602	0,34	0,238	0,170	0,129	0,10	0,082	0,068	0,034	0
		При сближении поршней												
	p/p_{max}	0,863	0,5	0,318	0,204	0,114	0,073	0,045	0,025	0,014	0,005	0,001	0	0



ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ по пор.	Наименование параметра	Обозначения	Размерность	Числовые значения для вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
I	2	3	4	5	6	7	8	9
I	Средняя скорость поршня	$v_в$	м/с	6	5	7	6	5
2	Отношение хода поршня 6 к ходу поршня 3	$H_б/H_в$	-	0,5	0,4	0,5	0,4	0,5
3	Отношения длин шатунов к длинам кривошипов	$\frac{l_{BA}}{l_{BA}}$; $\frac{l_{CD}}{l_{OC}}$	-	4	3,5	4	3	4
4	Отношения, определяющие положения центров тяжести шатунов	$\frac{l_{AS_1}}{l_{BA}}$; $\frac{l_{CS_2}}{l_{CD}}$		I/3	I/3	I/3	I/3	I/3
5	Диаметр цилиндра	d	м	0,38	0,4	0,35	0,4	0,38
6	Максимальное давление в цилиндре	p_{max}	кгс/см^2	60	55	40	50	70
7	Геометрическая степень сжатия, где x - расстояние между поршнями	$\theta = \frac{x_{max}}{x_{min}}$	-	I2	I0	I2	I0	I2
8	Число оборотов коленчатого вала	n_1	об/мин	250	250	300	300	250
9	Число оборотов гребного вала	n_{10}	об/мин	I40	I25	I50	200	I40
I0	Вес коленчатого вала с маховиком	$G_1 + G_{max}$	кгс	4500	4000	4200	4000	4500
II	Вес шатуна AB	G_2	"	260	250	260	250	260
I2	Вес шатуна CD	G_4, G_4'	"	I20	I00	II5	I25	I20
I3	Вес нижнего поршня 3	G_3	"	240	230	250	230	250
I4	Вес верхнего поршня 6	G_6	"	320	300	310	300	320
I5	Вес тяги DE ($D'E'$).	G_5, G_5'	"	300	280	300	250	300
I6	Момент инерции коленчатого вала без маховика	J_{01}'	кгс.м.с^2	I6	I4	I5	I2	I6

I	2	3	4	5	6	7	8	9
I7	Момент инерции шатуна AB	J_{S2}	кгс.м.с^2	6	5	6	5	6
I8	Момент инерции шатуна $CD(C'D')$	$J_{S4}(J'_{S4})$	"	0,8	0,7	0,9	0,8	0,7
I9	Момент инерции движущихся частей редуктора, приведенный к валу кривошипа	$J_{p.p}^{пр}$	кгс.м.с^2	38	30	32	38	30
20	Маховой момент гребного вала с винтом	GD^2	кгс.м^2	650	600	600	650	600
2I	Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала	δ	-	$\frac{I}{50}$	$\frac{I}{45}$	$\frac{I}{50}$	$\frac{I}{45}$	$\frac{I}{50}$
22	Угловая координата кривошипа для силового расчёта	φ_1	град	60	90	60	90	60
23	Полное перемещение плунжера топливного насоса	h	м	0,03	0,025	0,03	0,025	0,03
24	Наименьший радиус кулачка, определяемый прочностью вала	R_0	м	0,I	0,08	0,I	0,08	0,I
25	Угол рабочего профиля кулачка	$\sigma^к_{раб}$	град	2I0	200	220	2I0	200
26	Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	α_{max}	град	30	28	30	35	30
27	Число зубьев колеса z_5	z_5	-	I5	I4	I6	I2	I6
28	Модуль колес z_5, z_6	m_{56}	мм	I2	I0	I2	I0	I2
29	Модуль зубчатых колес планетарного реверса	$m_{п.р}$	мм	I0	8	I0	8	I0
30	Число сателлитов	K		3	3	3	3	3

Примечания. I. Высоту поршней 3 и 6 принять равной 0,6 от диаметра цилиндра.
2. Длину штанги (5-5') определить из условия наименьшего расстояния между поршнями x_{min} и заданного размера ℓ_c, равного высоте поршня.

Задание № 49

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОВИНТОВОГО ПРЕСС-МОЛОТА

Гидровинтовой пресс-молот предназначен для выполнения разнообразных операций холодной и горячей объемной штамповки (осадки, выдавливания, калибровки, чеканки и т.п.). Основной механизм пресса состоит из ползуна 3, шатуна 2, коромысла I, винтовой пары 4,5, подвески 6, стойки 7 и служит для выполнения заданной технологической операции, которая производится при перемещении ползуна вниз (рис.49а). Графики силы полезного сопротивления, приложенной к ползуну 3, приведены на рис.49б. Приводом пресса является насосно-аккумуляторная станция 8. Масло через золотник 9 подается под постоянным давлением I50 кгс/см^2 в цилиндр 5, соединенный винтовой парой с плунжером 4 и через упорный подшипник с подвеской 6. Такое соединение звеньев 4,5,6 позволяет цилиндру качаться относительно оси C, перпендикулярной плоскости чертежа, и вращаться вокруг продольной оси CA.

Под действием давления плунжер перемещается, а цилиндр совершает одновременно два вращения. Цилиндр используется как маховая масса. Его момент инерции определяется в ходе выполнения проекта из условия, что к началу деформирования заготовки скорость точки A плунжера должна достигнуть значения I м/с; в конце хода она снова падает до нуля. Для осуществления такого режима движения механизма работа движущей силы на полном перемещении плунжера 4 должна быть равна работе всех сил сопротивления. Для возврата системы в исходное положение полость цилиндра 5 соединяется со сливной магистралью, а давление подводится в цилиндр обратного хода I0 и передается на плунжер II. Давление в насосно-аккумуляторной станции поддерживается насосом I2, приводимым в движение электродвигателем I3 через зубчатую передачу I4-I5.

Схема плунжерного насоса кулачкового типа и закон изменения ускорения толкателя изображены на рис.49в. В механизме пресса отсутствует планетарный редуктор, проектирование которого следует провести по дополнительному заданию (приложение Ш, рис. и табл. III-6, вып.I сборника заданий).

Примечания. I. Проектирование ГВПМ проводится по заданным условиям ($\varphi_н$, φ_p, H_p, $\ell_{OA} = \ell_{AB}$). Угол между вертикалью и коромыслом I в крайнем нижнем положении равен 4°35'. Расчёт лучше проводить аналитически.

2. В ходе выполнения проекта следует определить диаметр плун-

жера 4 по найденной движущей силе. Учет потерь трения в винтовой паре 4–5 произвести по ее к.п.д. ($A_{тр}=(1-\eta)A_{д}$). При нахождении работы движущей силы учесть, что за 5^{0} до конца движения включается давление в цилиндр 10, работа торможения которого составляет 10% от полной работы силы полезного сопротивления.

3. При выполнении листа № 1 не рассматривать возврат системы в исходное положение.

4. При нахождении приведенных моментов инерции (приведенных масс) принять, что центры тяжести звеньев 2,4 расположены посредине их.

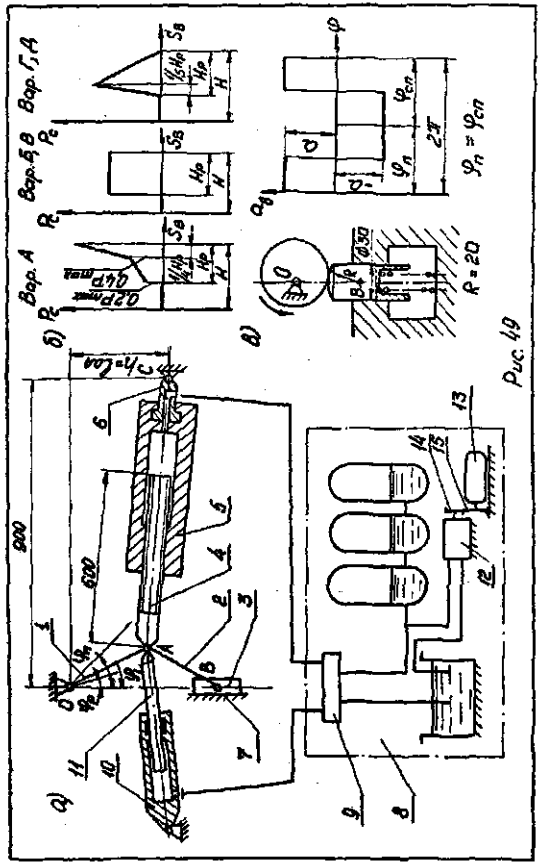


Рис. 1.9

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ по пор.	Наименование параметров	Обозначения	Размерность	Числовые значения для вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
I	2	3	4	5	6	7	8	9
I	Рабочий ход	H_p	м	0,010	0,010	0,010	0,030	0,030
2	Угол рабочего хода коромысла	φ_p	град	I5	I8	I8	25	25
3	Угол наибольшего отклонения коромысла	$\varphi_н$	град	30	36	36	45	45
4	Наибольшая сила сопротивления	P_{max}	тс	63	63	25	63	I7
5	Угол наклона винта гидроцилиндра	–	град	I4	I4	I4	I4	I4
6	Вес коромысла	G_1	кгс	20	I5	I5	20	20
	ватуна	G_2	"	I7	I0	I0	I7	I7
	ползуна	G_3	"	I00	I00	I00	I00	I00
	плунжера	G_4	"	I2	I2	I2	I2	I2
	цилиндра	G_5	"	I00	I00	I00	I00	I00
7	Моменты инерции коромысла	J_{10}	кгс.м.с^2	0,030	0,020	0,020	0,030	0,030
	ватуна	J_{2S}	"	0,008	0,005	0,005	0,008	0,008
	плунжера	J_{4S}	"	0,036	0,036	0,036	0,036	0,036
	цилиндра	J_{5C}	"	0,I50	0,I50	0,I50	0,I50	0,I50
8	К.п.д. винтовой пары 4-5	η_{4-5}	–	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
9	Угловая координата для силового расчёта	φ_1	град	I5	I8	I8	соответствует наиб. усилию	
I0	Число зубьев колес	z_{11}	–	I2	I4	I3	I4	I0
		z_{12}	–	2I	2I	22	24	20

I	2	3	4	5	6	7	8	9
II	Модуль колес	m	мм	I	2	3	4	5
I2	Ход толкателя	h_T	м	0,0I5	0,0I5	0,0I5	0,020	0,020
I3	Скорость вращения кулачкового вала	n	об/мин	I500	I500	I500	I500	I500
I4	Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	I5	20	25	20	I5

Задание № 50

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ГИДРОПОДЪЕМНИКА

Гидроподъемник с приводом от электродвигателя I7 (рис.50а) предназначен для подъема металлической платформы 3, на которой размещается изделие 5.

Подъем платформы 3 осуществляется путем ее поворота вокруг неподвижной оси A при помощи гидроцилиндра I, штока 2 с поршнем C, соединенного шарнирно в точке B с платформой 3. Масло в полость цилиндра нагнетается шестеренчатым насосом 9, приводимым во вращение планетарным редуктором с колесами I2,I3,I4, I5 и водилом II, соединенным муфтой I6 с электродвигателем I7.

Давление в цилиндре гидроподъемника устанавливается регулятором давления 8 путем перемещения плунжера-золотника, связанного с толкателем 7. Дисковый кулачок 6 жестко связан с осью поворота платформы 3 и перемещает толкатель по закону:

$$S=h\cdot\cos\frac{\pi}{2}\left(1-2\frac{\beta}{\beta_{max}}\right),$$

где h – максимальный подъем толкателя.

При повороте платформы на угол β_{max} открывается предохранительный клапан и масло от шестеренчатого насоса возвращается в масляный бак I0. Останов платформы 3 в верхнем положении осуществляется при помощи амортизатора. Закрепление платформы в верхнем положении и ее опускание осуществляются перемещением плунжера-золотника при помощи управляющего рычага (на рис.50а не показано).

Закон изменения давления p в гидроцилиндре (показан графически на рис.50б) в зависимости от угла β поворота платформы определяется соотношением

$$p=1{,}1P_0\left[1+\cos\frac{\pi}{2}\left(1-2\frac{\beta}{\beta_{max}}\right)\right],$$

где $P_0=\dfrac{M_A(G_3)+M_n(G_5)}{\frac{\pi d_p^2}{4}l_{AB}\cdot\cos\alpha_{ruo}}$ кгс/см^2;

d_p – диаметр поршня;

α_{ruo} – угол давления со штока на платформу в нижнем положении.

При определении размеров механизма гидроподъемника считать известным максимально допустимый угол давления α_{ru} между осью цилиндра (по направлению которой передается усилие) и вектором скорости точки B приложения подъемной силы к платформе, отношение K длины цилиндра (точнее минимального расстояния между осями качания гидроцилиндра и шарнира крепления штока) к максимальному ходу H поршня:

$$K=\frac{l_{min}}{H_c}.$$

Момент инерции определять по следующим соотношениям:

$$J_{S3}=\frac{1}{3}\frac{G_3}{g}(2K_1l_{AB})^2,\quad J_{S5}=\frac{1}{12}\frac{G_5}{g}(2K_3l_{AB})^2,$$

$$J_{S1}=J_{S2}=0.$$

Силовой расчёт механизма производить при $\beta=15^\circ$

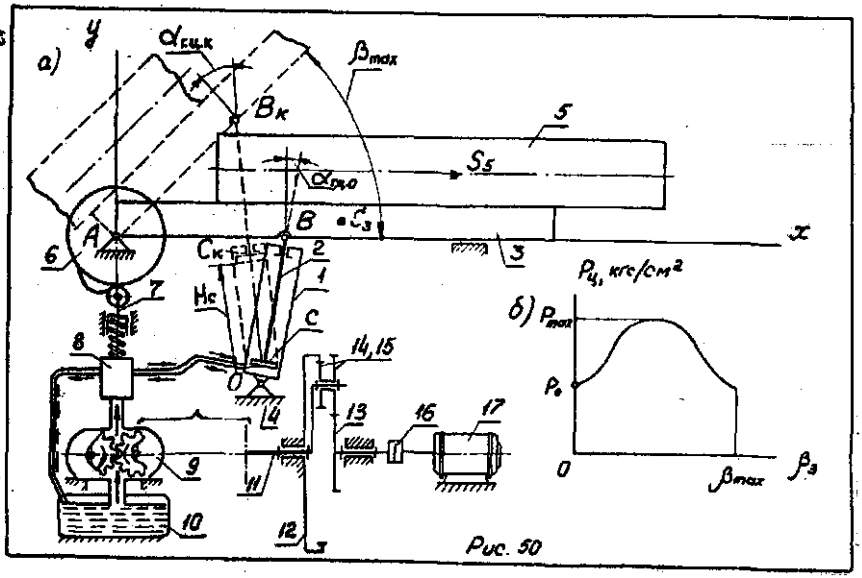


Рис. 50

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ по пор.	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов А	Б	В	Г	Д
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Расстояние между осями поворота платформы и шарнира крепления штока гидроцилиндра	l_{AB}	м	1,5	1,4	1,2	1,6	1,8
2	Угол поворота платформы при подъеме	β_{max}	град	45	50	45	50	60
3	Соотношение между ходом поршня и минимальным расстоянием между осями качания гидроцилиндра и шарнира крепления штока	$\frac{l_{ск.min}}{H_c}$	–	1,2	1,3	1,25	1,2	1,25
4	Максимально допустимый угол давления в механизме с качающимся гидроцилиндром	$\alpha_{гц\ доп}$	град	40	38	35	40	35
5	Относительное расположение центров масс (в системе координат x, y, связанной с платформой)							
	а) платформы 3	$K_1=\frac{X_{S3}}{l_{AB}}$		1,35	1,30	1,40	1,45	1,30
		$K_2=\frac{Y_{S3}}{l_{AB}}$		0,10	0,11	0,12	0,15	0,10
	б) изделия 5	$K_3=\frac{X_{S5}}{l_{AB}}$		2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
		$K_4=\frac{Y_{S5}}{l_{AB}}$		0,40	0,45	0,40	0,45	0,40

1	2	3	4	5	6	7	8	9
	а) штока 2	$K_5=\frac{BC}{BC}$		0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
6	Вес шатуна 3	G_3	кгс	200	180	150	200	250
	ползуна 5	G_5	кгс	800	750	700	850	900
	поршня и штока 2	G_2	кгс	20	25	28	30	35
	цилиндра I	G_1	кгс	не учитывать				
7	Моменты инерции звеньев относительно осей, проходящих через центр масс:							
	шатуна 3	J_{S3}	кгс.м.с^2	$J_{S3}=\frac{1}{3}\frac{G_3}{g}(2K_3\ell_{AB})^2$				
	ползуна 5	J_{S5}	"	$J_{S5}=\frac{1}{12}\frac{G_5}{g}(2K_5\ell_{AB})^2$				
	штока 2 и цилиндра I	J_{S2}, J_{S1}	"	не учитывать				
8	Диаметр цилиндра	d_n	мм	100	90	80	95	100
9	Число оборотов электродвигателя	$n_{\text{эл}}$	об/мин	10000	10000	10000	10000	10000
10	Число оборотов вала шестеренчатого насоса	$n_3=n_{\text{эл}}$	"	1000	900	1100	1200	950
11	Модуль шестерен насоса	m_3	мм	4	4	4	4	4
12	Числа зубьев колес насоса	$z_3=z_{3'}$	-	12	13	11	10	12
13	Число сателлитов в планетарном редукторе	K	-	3	4	3	4	3
14	Ход толкателя 7 регулятора давления 8	h	мм	10	12	15	13	11
15	Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме 8-7	$\alpha_{x.доп}$	град	15	20	18	22	16

Задание № 51

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ СИЛЬФОННОГО ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Вертикальный одноцилиндровый поршневой компрессор (рис.51а) служит для сжатия химически активных газов. Приводится он в движение от электродвигателя 7 (с жесткой механической характеристикой) через зубчатые колеса с числами зубьев z_1 и z_2 и планетарный одноступенчатый редуктор 8. Рабочая полость компрессора изолирована от картера компрессора, редуктора и двигателя с помощью сильфона 6, один конец которого припаян к поршню 3, а другой конец - к корпусу компрессора. Для охлаждения цилиндра служит радиатор, обдуваемый газом из общей для объекта системы охлаждения. Изменение давления P газа в цилиндре от хода поршня характеризуется индикаторной диаграммой (рис.51б), данные для построения которой приведены в табл.51. Изменение усилия P, приложенного к поршню от сильфона при его растяжении и сжатии в зависимости от хода поршня, показано на диаграмме рис.51в.

Основной механизм компрессора - кривошипно-ползунный. Он состоит из коленчатого вала I, шатуна 2 и ползуна (поршня) 3. Противовесы I2 на коленчатом валу частично уравновешивают механизм, уменьшая усилия в подшипниках. На коленчатом валу установлен кулачок 9 механизма отсчёта оборотов, качающийся толкатель II которого производит включение контактов счётчика оборотов (рис.51г). При проектировании и исследовании механизмов компрессора пользоваться исходными данными (см. выше).

Таблица 51

ЗНАЧЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ В ЦИЛИНДРЕ КОМПРЕССОРА В ДОЛЯХ ОТ МАКСИМАЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ПОЛОЖЕНИЯ ПОРШНЯ

Ход поршня вниз												
H	0	0,1	0,2	0,3	0,35	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
p/p_{max}	1,0	0,35	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Ход поршня вверх												
H	0	0,1	0,2	0,3	0,35	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
p/p_{max}	1	1	1	1	1	0,76	0,53	0,36	0,22	0,12	0,05	0

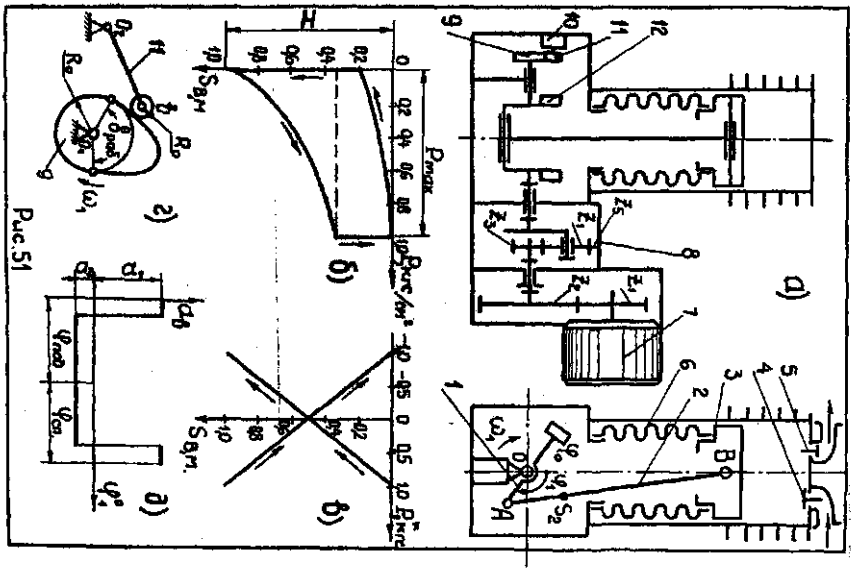


Рис.51

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ по пор.	Наименование параметра	Обозначения	Размерность	Числовые значения для вариантов А	Б	В	Г	Д
I	2	3	4	5	6	7	8	9
I	Средняя скорость поршня	$v_{ср}$	м/с	0,3	0,3	0,4	0,33	0,3
2	Отношение длины шатуна длине кривошипа	$\frac{l_{ш}}{l_{кр}}$	–	I0	9	8,2	8,0	9,34
3	Положение центра тяжести шатуна	$\frac{l_{ш1}}{l_{ш}}$	–	4,8	5	5	5	4,9
4	Диаметр цилиндра	d	м	0,04	0,045	0,042	0,048	0,05
5	Номинальное число оборотов электродвигателя	$n_{эл}$	об/мин	7500	5000	5500	6000	7500
6	Максимальное давление газа в цилиндре	p_{max}	кгс/см^2	2,0	2,5	2,8	3	3,2
7	Вес шатуна	G_2	кгс	$6,5\cdot10^{-2}$	$7,2\cdot10^{-2}$	$7,4\cdot10^{-2}$	$6,4\cdot10^{-2}$	$6,2\cdot10^{-2}$
8	Вес поршня	G_1	кгс	$I5\cdot10^{-2}$	$I9,I\cdot10^{-2}$	$I6,5\cdot10^{-2}$	$22\cdot10^{-2}$	$23\cdot10^{-2}$
9	Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через центр тяжести	$J_{ш1}$	кгс.м.с^2	$29\cdot10^{-6}$	$34\cdot10^{-6}$	$38\cdot10^{-6}$	$26\cdot10^{-6}$	$23\cdot10^{-6}$
I0	Минимальное усилие растяжения-сжатия от сильфона	$P^{м}$	кгс	II	I5	I8	I8	I4
II	Момент инерции кривошипа	$J_{кр}'$	кгс.м.с^2	$4\cdot10^{-6}$	$4,9\cdot10^{-6}$	$5,2\cdot10^{-6}$	$4\cdot10^{-6}$	$3,8\cdot10^{-6}$
I2	Маховой момент ротора электродвигателя	GD^2	кгс.м^2	$40\cdot10^{-4}$	$56\cdot10^{-4}$	$50\cdot10^{-4}$	$45\cdot10^{-4}$	$55\cdot10^{-4}$
I3	Угловая координата кривошипа для начала разгона (рис.5Iа)	φ_0	град	90	90	90	90	90

I	2	3	4	5	6	7	8	9
I4	Начальная угловая скорость коленчатого вала при разгоне	$\omega_{нач}$	$\frac{рад}{с}$	0	0	0	0	0
I5	Момент электродвигателя	$M_д$	кгс.м	0,0062	0,009	0,0I5	0,0I8	0,0I7
I6	Угловая координата кривошипа для силового расчёта (рис.5Iа)	φ_1	град	2.0	30	I50	60	300
I7	Момент инерции редуктора, приведенный к валу электродвигателя	$J_{ред}$	кгс.м.с^2	$I,2\cdot10^{-4}$	$I,5\cdot10^{-4}$	$I,8\cdot10^{-4}$	$I,8\cdot10^{-4}$	$2,8\cdot10^{-4}$
I8	Передаточное отношение планетарного редуктора	$i_{пл}$	–	6,25	4,96	5,26	4,85	6,5
I9	Число зубьев колес	z_1/z_2	–	I4/28	I3/29	I4/29	I3/30	I4/27
20	Модуль зубчатых колес	m	мм	2	2	2	2	2
2I	Угол наклона зубьев колес	β	град	20	25	30	30	25
22	Угол рабочего профиля кулачка	$\varphi_{раб}$	град	I40	II0	I20	I40	I50
23	Максимальный ход толкателя	$S_{B\,max}$	м	0,005	0,006	0,008	0,004	0,009
24	Длина коромысла толкателя	l_{H}	м	0,02	0,024	0,0I8	0,0I6	0,03
25	Максимальное значение угла давления в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	30	28	26	30	32
26	Отношение ускорений точки B толкателя (рис.5Iд)	$\frac{a_1}{a_2}$	–	I,9	I,8	I,8	I,9	2,I

Задание № 52

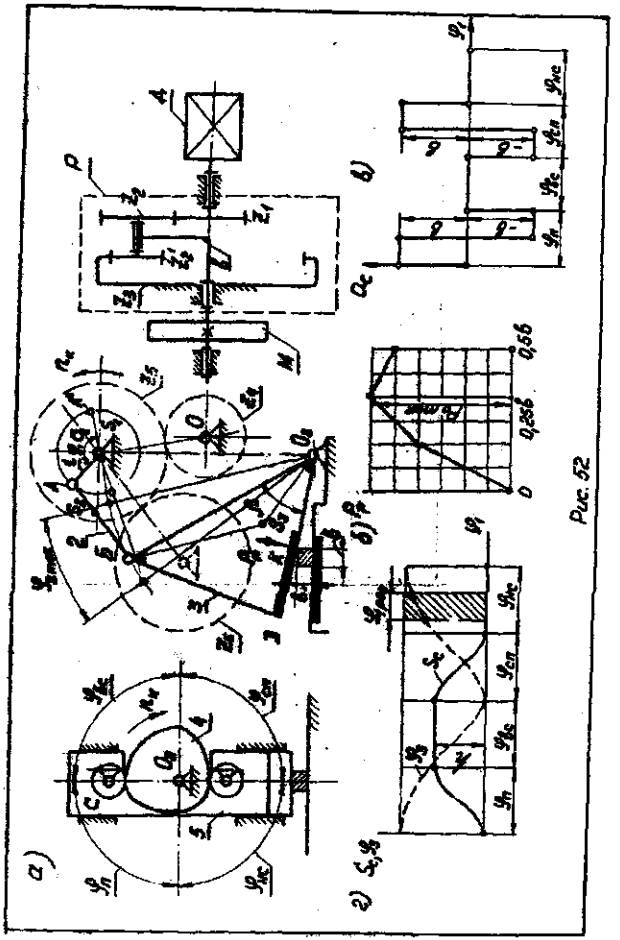
ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ НОЖНИЦ ДЛЯ РЕЗКИ ПРУТКОВОГО МАТЕРИАЛА

Аллигаторные ножницы (рис.52) предназначены для резки мелкосортного металла. Основной механизм со звеньями I, 2, 3 – кривошипно-коромысловый. На коромысле 3 смонтирован верхний нож; нижний нож установлен на станине. Коленчатый вал I приводится в движение от электродвигателя D через планетарный редуктор P и зубчатую передачу z_1, z_2. Маховик M установлен на выходном валу редуктора.

"Челюсть" ножниц, совершая возвратно-вращательное движение, производит рез металла. Диаграмма усилия P_p реза дана на рис.52б.

Процесс реза ведется с прижимом разрезаемого металла к нижнему ножу "лапой" 5 механизма прижима. Кулачок 4 механизма прижима связан зубчатым колесом z_4 с приводом основного механизма. Закон изменения ускорения толкателя показан на рис.52в.

Циклограмма работы механизмов ножниц дана на рис.52г. Подача заготовки осуществляется вспомогательным механизмом, не показанным на схеме.



ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ по пор.	Наименование параметра	Обозначения	Размерность	Числовые значения для вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
I	2	3	4	5	6	7	8	9
I	Число оборотов электродвигателя	$n_д$	об/мин	I450	I450	I450	I450	I450
2	Число оборотов кривошипа	$n_к$	об/мин	76	75	70	65	65
3	Угловой ход коромысла "челюсти"	$\varphi_{3\,max}$	град	I5	I6	I8	20	22
4	Геометрические размеры "челюсти"	l_{BC_3}	м	0,95	0,I	0,II	0,I2	0,I25
		l_{BO_3}	м	0,84	0,9	0,95	0,I	0,I
		β	град	50	50	50	55	55
5	Расстояние между осями вращения кривошипа I и коромысла 3	$l_{O_1O_3}$	м	I,0	I,05	I,I	I,I5	I,2
6	Положение центров масс							
	кривошипа I	S_1		совпадает с осью вращения O_1				
	шатуна 2	l_{AS_2}/l_{AB}	–	0,35	0,4	0,4	0,45	0,45
	"челюсти" 3	l_{BS_3}		0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
		$l_{O_3S_3}$		0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
7	Вес кривошипа I	G_1	кгс	I80	200	220	240	250
	шатуна 2	G_2	кгс	250	300	350	400	450
	"челюсти" 3	G_3	кгс	I200	I250	I300	I350	I400
8	Моменты инерции масс							
	кривошипа I	J_{S1}	кгс.м.с^2	0,I	0,I05	0,I2	0,II5	0,I2
	шатуна 2	J_{S2}	кгс.м.с^2	0,3	0,3I	0,32	0,35	0,35
	"челюсти" 3	J_{S3}	кгс.м.с^2	0,2	0,2I	0,22	0,23	0,24

I	2	3	4	5	6	7	8	9
9	Максимальное разрезаемое сечение-квадрат	$b \times b$	мм х мм	50х50	50х50	60х60	60х60	70х70
I0	Координаты положения металла при резании	$l_{D,K}$	м	0,40	0,40	0,45	0,45	0,50
II	Максимальное усилие резании	$P_{p\,max}$	тс	I00	I00	I20	I20	I50
I2	Коэффициент неравномерности вращения кривошипа	δ	–	0,I5	0,I5	0,I4	0,I4	0,I2
I3	Ход толкателя кулачкового механизма прижима	h	м	0,I2	0,I2	0,I25	0,I3	0,I35
I4	Максимальный угол давления кулачка	$\alpha_{доп}$	град	30	30	32	32	30
I5	Углы рабочего профиля кулачка	$\varphi_{п}=\varphi_{c}=\varphi_{сп}=\varphi_{нс}$	град	90	90	90	90	90
I6	Угловая координата кривошипа для силового расчёта	φ_1	град	I60	I50	I40	I30	I20
I7	Число зубьев колес	z_4		I0	II	I2	I3	I4
		z_5		20	22	24	26	28
I8	Модули зубчатых колес							
	зубчатая передача z_4, z_5	m_z	мм	I0	I0	I0	I2	I2
	зубчатые колеса планет.редуктора	m_I	мм	5	5	5	6	6
I9	Число сателлитов в планетарном редукторе	K		3	3	3	3	3
20	К.п.д. привода	η	–	0,85	0,85	0,84	0,83	0,82

Задание № 53

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ЗАГРУЗКИ ЗАГОТОВОК НА СТАН ХОЛОДНОЙ ПРОКАТКИ ТРУБ

Механизм загрузки заготовок на стан холодной прокатки труб (рис.53а) предназначен для снятия заготовки с желоба приемного стола и укладки её на ось прокатки. Механизм приводится в движение асинхронным электродвигателем, механическая характеристика которого изображена на рис.53б. Вращательное движение от электродвигателя через зубчатую передачу I-2 с неподвижными осями колес и однорядный планетарный редуктор 3-4-5 передается на вал 6 четырехзвенного кривошипно-коромыслового механизма. С желоба заготовка снимается захватом (т. D) шатуна 7 механизма загрузки, ведущее звено 6 которого делает полный оборот. За это время шатун плавно, без удара, опускает заготовку на рычаги ложетов и, пройдя под заготовкой, возвращается в исходное положение. Сброс заготовки в желоб осуществляется с помощью кулачкового механизма привода дозатора. Кулачок 9 приводит в поступательное движение толкатель 10 (дозатор). При проектировании кулачкового механизма необходимо осуществить заданный закон изменения ускорения толкателя (рис.53г, приложение II).

Примечания. 1. Определение основных размеров механизма произвести по заданным l_{OA}, l_{AB}, по координатам точки D' и D'' – a, b, c, d.

2. Снятие заготовки происходит в момент, когда звенья OA и AB вытягиваются в одну линию. Опускание заготовки на ложеты происходит в момент наложения звеньев OA и AB. При этом коромысло BC располагается горизонтально.

3. Центр тяжести S_6 и S_7 принять посередине звена.

4. Моменты инерции J_{S6} и J_{S7} подсчитать по формуле $J_S = \frac{ml^2}{12}$, где m – масса звена и l – длина звена.

5. Геометрический расчёт эвольвентной зубчатой передачи следует произвести для колес I и 2.

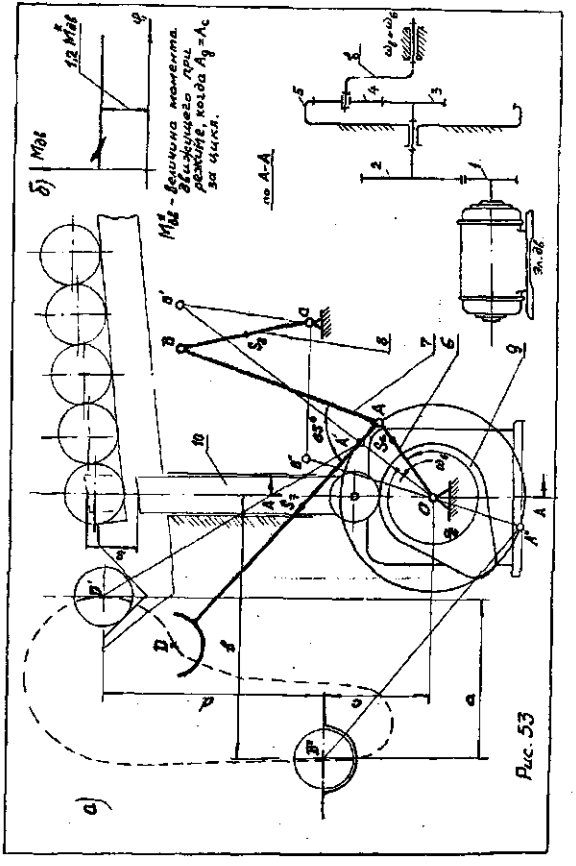


Рис.53

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ по пор.	Наименование параметров	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
I	2	3	4	5	6	7	8	9
I	Число оборотов электродвигателя	$n_{ном}$	об/мин	750	750	500	500	750
2	Число оборотов кривошипа	n_1	об/мин	I00	75	50	I00	75
3	Размеры звеньев	l_{OA}	м	0,55	0,50	0,50	0,45	0,45
		l_{AB}	м	I,00	0,90	0,90	0,80	0,80
4	Размеры, характеризующие положение заготовки в момент снятия с желоба D' и опускания на рычаги лопетов D''	a	м	0,68	0,55	0,48	0,59	0,50
		b	м	I,I5	0,93	I,I5	0,6I	0,76
		c	м	0,40	0,39	0,I4	0,57	0,42
		d	м	I,I4	0,94	I,23	0,60	0,75
5	Положение центра тяжести S_5	l_{AS_5}/l_{AD}	-	0,20	0,22	0,I5	0,20	0,I5
6	Вес кривошипа 6	G_6	кгс	II	I0	9	I2	I4
7	Вес шатуна 7	G_7	кгс	38	42	40	36	45
8	Вес коромысла 8	G_8	кгс	23	20	I8	I9	I8
9	Вес заготовки	G	тс	I,0	I,0	I,5	I,5	0,75
I0	Момент инерции шатуна 7	J_{7S}	кгс.м.с^2	0,372	0,375	0,340	0,362	0,334
II	Маховой момент ротора электродвигателя	GD^2	кгс.м^2	0,40	0,40	0,45	0,45	0,50
I2	Приведенный к валу кривошипа момент инерции всего зубчатого редуктора	$J^{пр}_{ред}$	кгс.м.с^2	0,I5	0,I5	0,20	0,20	0,25
I3	Ход дозатора	S	м	0,I5	0,I6	0,I7	0,I8	0,20

I	2	3	4	5	6	7	8	9
I4	Угол рабочего профиля кулачка	$\delta_{раб}$	град	I80	I60	240	200	I80
I5	Максимально допустимый угол в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	30	25	32	28	30
I6	Угловая координата звена 6 для силового расчёта (рис.53а)	φ_6	град	30	60	90	60	90
I7	Числа зубьев колес I, 2	z_1		I4	9	I4	I2	I3
		z_2		I9	I2	27	2I	24
I8	Модуль зубчатой передачи I,2	m	мм	4	5	5	4	5
I9	Число сателлитов в планетарном редукторе	K	-	3	3	3	3	3

Задание № 54

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ПОВОРОТА ПЛАТФОРМЫ САМОСВАЛА

Механизм поворота платформы самосвала (рис.54а) состоит из качающегося цилиндра I, поршня со штоком 2, передаточных рычагов 3-4, платформы 5, рамы 6, масляного шестеренчатого насоса 7, карданного привода 8, коробки отбора мощности 9, получающей движение от двигателя внутреннего сгорания. Под действием давления масла в цилиндре поршень 2 развивает необходимое усилие, перемещает рычаги 3-4 (рис.54б) и поворачивает платформу 5 вокруг оси F на угол θ, преодолевая сопротивление, обусловленное силой тяжести платформы G_5 (точка приложения S_5) и тяжести звеньев I-2-3-4. Давление в цилиндре в процессе подъема платформы меняется (рис.54в): в начале движения давление резко увеличивается от 0 до P_{max}, затем убывает сперва медленно до p' (участок пути h'), потом до p'' (участок пути h'') и резко падает до p_0, величина которого определяется из условия безударного останова платформы. Для этого необходимо, чтобы к концу подъема работа движущей силы A_g была равна работе силы сопротивления $(G_5^{пр})A_c$

Давление в гидросистеме механизма подъема обеспечивается масляным насосом 7, получающим движение от коробки отбора мощности 9. Последняя (рис.54г) состоит из зубчатой передачи I0-II с неподвижными осями и зубчатого планетарного механизма I2-I3-I4--I5-I6, водило которого связано с валом карданной передачи 8 - привода масляного насоса.

Управление газораспределением двигателя внутреннего сгорания осуществляется кулачковым механизмом (рис.54д), закон движения толкателя I8 которого в пределах рабочего угла поворота δ_p кулачка I7 представлен на рис.54е.

Примечания. I. Синтез рычажного механизма включает:

а) определение размеров звеньев механизма с качающимся цилиндром I-2-3-6 по заданным ходу поршня H, длине стойки l_{AC}, углу поворота β_{max} звена BC при полном ходе поршня, допускаемому углу давления α_g, длине звеньев l_{CD} и $l_{BD} = l_{BC}$, $l_{AB} = 1,10H$;

б) определение размеров звеньев четырехшарнирного механизма 3-4-6-5 по трем положениям ведущего CD и трем положениям ведомого FNE звеньев методом обращенного движения вокруг точки F при известных l_{CD}; углах поворота звена CD - φ_0 (начальное положение CD), $\varphi_1 = \varphi_{кр}$, $\varphi_2 = \varphi_{max}$ (положение CD при максимальном подъеме платформы) $\varphi_2 = \frac{1}{2}(\varphi_0 + \varphi_1)$; углах поворота направлений EF: $\Delta\gamma_1 = \gamma_0 - \gamma_1 = \frac{\theta}{2}$ и $\Delta\gamma_2 = \gamma_0 - \gamma_2 = \theta$. Размеры EN и FN определяются исходя из горизонтального расположения платформы (т.е. должно быть $EN \parallel AF$).

2. Центры тяжести S_1, S_4 звеньев l_1 и l_4 принять посредине звена 2 на расстоянии $0,6\,l_2$ от точки B, звена 3 (точка S_3) - на пересечении медиан треугольника BCD.

3. Моменты инерции звеньев I,2,4 относительно осей, проходящих через их центры тяжести, подсчитать по формуле $J_{Si} = 0,18\,m_i l_i^2$ кгс.м.с^2, для звена 3 - по формуле $J_{S3} = 0,18\,m_3 l_{CS_3}$ кгс.м.с^2, где m_i, m_3 - массы звеньев; l_i - длина звена, l_{CS_3} - расстояние от центра тяжести до оси вращения звена 3.

4. За точку приведения сил к масс берется точка B звена 2.

5. При приведении сил можно пренебречь силами тяжести звеньев I,2,3,4 из-за их незначительности по сравнению с весом платформы 5.

6. Работа движущих сил A_g (или сил сопротивления A_c) определяется как площадь под кривой соответствующих сил за рассматриваемый интервал пути звена приведения.

7. Скорость толкателя для вариантов Б, В, Г подсчитывается по уравнениям:

$$V_B = A \cdot 2\pi \sin 2\pi \frac{\varphi}{\delta_p}; \quad 0 \le \varphi \le \delta_p \qquad \text{- для Б}$$

$$V_B = A\left[48\frac{\varphi}{\delta_p} - 96\left(\frac{\varphi}{\delta_p}\right)^2\right]; \quad 0 \le \varphi \le \frac{\delta_p}{2};$$

$$V_B = A\left[-48\left(1-\frac{\varphi}{\delta_p}\right) + 96\left(1-\frac{\varphi}{\delta_p}\right)^2\right]; \quad \frac{\delta_p}{2} \le \varphi \le \delta_p \qquad \text{- для В}$$

$$V_B = A \cdot 60\left[\frac{\varphi}{\delta_p} - 3\left(\frac{\varphi}{\delta_p}\right)^2 + 2\left(\frac{\varphi}{\delta_p}\right)^3\right]; \quad 0 \le \varphi \le \delta_p \qquad \text{- для Г},$$

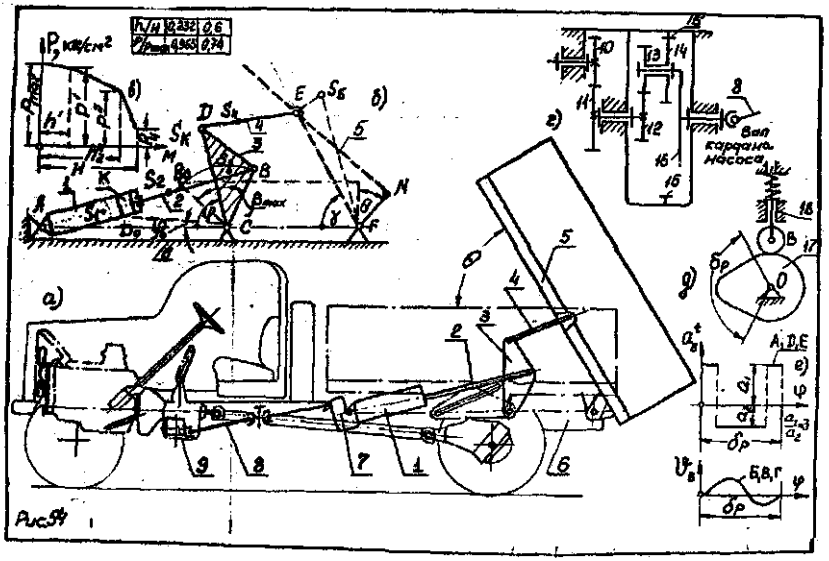


Рис 54

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ по пор.	Наименование параметров	Обозначения	Размерность	Числовые значения для вариантов А	Б	В	Г	Д
I	2	3	4	5	6	7	8	9
I	Ход поршня	H	м	0,54	0,52	0,55	0,45	0,55
2	Размеры стойки AC	ℓ_{AC}	м	I,28	I,23	I,37	I,18	I,30
	" " CF	ℓ_{CF}	м	0,84	0,86	0,87	0,80	0,86
3	Отношение длины штуцера 2 к ходу поршня	$K=\frac{\ell_2}{H}$	-	2,0	2,I	2,0	2,2	2,0
4	Допустимый угол давления	α_g	град	55	53	55	50	48
5	Угол поворота рычага BC при полном ходе поршня	β_{max}	град	78	75	74	70	75
6	Угол поворота платформы 5 при полном подъеме	θ_{max}	град	50	53,5	45	48	46
7	Отношения, определяющие положения центров тяжести звена 5	ℓ_{BK}/ℓ_{BE}		0,235	0,24	0,23	0,25	0,22I
		ℓ_{SSK}/ℓ_{BK}		I,20	I,05	I,I0	I,I4	I,II
8	Относительные размеры звеньев	ℓ_{DC}/ℓ_{BC}	-	I,55	I,54	I,55	I,59	I,49
9	Диаметр цилиндра	$d_ц$	м	0,I8	0,I6	0,I6	0,I3	0,I25
I0	Максимальное давление в цилиндре I	P_{max}	кгс/см²	34,7	3I,5	33,0	33,4	34,5
II	Момент инерции платформы с грузом относительно оси S_5	J_{S5}	кгс.м.с²	840	580	385	4I6	430
I2	Вес цилиндра с поршнем	G_1	кгс	I00	78	90	68	66
I3	Вес единицы длины звена 2	q_2	кгс/см	0,57	0,56	0,57	0,56	0,56
	" " " звена 4	q_4	кгс/см	0,335	0,34	0,34	0,35	0,34
I4	Вес единицы площади звена 3	q_3	кгс/см²	I,0	I,02	I,00	0,98	I,I0

№ по пор.	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов								
				А	Б	В	Г	Д	А	Б	В	Г	Д
1	2	3	4	5	6	7	8	9	5	6	7	8	9
I5	Вес платформы с грузом	G_5	кгс	5830	5210	3190	3240	3510	5830	5210	3190	3240	3510
I6	Величина мощности на передачи 8, приведенных к точке D	m^{np}	кгс·с^2/м	5,6	5,5	5,0	4,8	5,8	5,6	5,5	5,0	4,8	5,8
I7	Угловая координата звена 3 для силового расчета	φ	град	77,4	58	60	70	75	77,4	58	60	70	75
I8	Число зубьев колеса зубчатой передачи I0–II	z_{10} z_{11}	- -	16 24	16 25	I5 24	I3 20	I4 2I	16 24	16 25	I5 24	I3 20	I4 2I
I9	Модуль зубчатых колес I0–II	m	мм	4,25	4,0	4,0	4,25	4,0	4,25	4,0	4,0	4,25	4,0
20	Передаточное отношение планетарного редуктора	i_{H-6}	-	II	9	I0,6	I3	I0	II	9	I0,6	I3	I0
2I	Число сателлитов в планетарном редукторе	K	-	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
22	Скорость вращения кулачкового вала	$n_к$	об/мин	I200	I400	I600	I500	I600	I200	I400	I600	I500	I600
23	Максимальный ход толкателя кулачкового механизма	h	м	0,0I0	0,0I2	0,0I4	0,0I2	0,0II	0,0I0	0,0I2	0,0I4	0,0I2	0,0II
24	Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha^{max}_{доп}$	град	30	28	28	26	28	30	28	28	26	28
25	Угол рабочего профиля кулачка	δ_p	град	I20	II6	II8	I20	I42	I20	II6	II8	I20	I42
26	Радиус ролика	R_p	м	0,008	0,0I0	0,0I0	0,0I0	0,0I0	0,008	0,0I0	0,0I0	0,0I0	0,0I0

Задание № 55

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ ОПОРНОГО МЕХАНИЗМА

Опорный механизм предназначен для убирания и выпуска колес во время движения.

Основной механизм (I–2–3–4) (рис. 55 – I а) является двухкоромысловым четырехзвенником с колесом 5, центр которого расположен в точке D ведомого коромысла 3. Ведущее коромысло I приводится в движение от электродвигателя 6 (рис. 55 – I б) при помощи планетарного редуктора 7 и зубчатой передачи z_5, z_6. Включение электромагнитной муфты 8, соединяющей при убирании и выпуске колес электродвигатель 6 и редуктор 7, производится посредством концевых выключателей (на схеме не показаны).

При движении на опорный механизм действуют силы сопротивления воздуха, равнодействующая P которых, приложенная к центру D колеса 5, может быть приближенно подсчитана по формуле

$P = P_0 \cdot \cos\Delta\varphi_3$, где P_0 – начальная сила сопротивления;

$\Delta\varphi_3$ – угол отклонения звена 3 от его начального положения CB'.

В проекте рассматривается неустановившийся режим работы опорного механизма в процессе убирания колес. В этом случае сила P способствует работе электродвигателя. Величина момента электродвигателя ($M_д = const$) определяется из условия безударного останова механизма ($\omega_{1\,кон} = 0$). Момент сил трения в кинематических парах, приведенный к звену I и принятый постоянным ($M^{пр}_{тр} = const$), и силы тяжести G_i звеньев препятствуют процессу убирания колес.

Синтез основного механизма (определение размеров звеньев I, 2, 3) производится по двум положениям ведущего I и ведомого 3 звеньев, что является частным случаем синтеза шарнирного четырехзвенника по трем положениям этих же звеньев.

В начальном положении механизма шарниры O, A' и B' расположены на одной прямой. За время убирания колес звено I повернется на угол $(\Delta\varphi_1)_{max} = (\varphi_1'' - \varphi_1')$, звено 3 – на угол $(\varphi_3'' - \varphi_3') = 90^0$.

При проектировании сначала определяются размеры звена 3 (ℓ_{BC} и ℓ_{DC}) по известным ℓ_{OC} , углу φ_1' и ℓ_{DC}/ℓ_{BC} . Размеры звеньев I и 2 (ℓ_{OA} и ℓ_{AB}) находят графически методом обращенного движения, сообщая всей системе вращение вокруг оси O с угловой скоростью ($-\omega_1$) (рис. 55 - I в). Точка A' звеньев I и 2 является центром окружности, проходящей через точки B' и B'', и лежит на пересечении перпендикуляра к середине хорды $B'B''$ с прямой OB'. Принять $\ell_{AS_2} = \ell_{S_2B}$.

В данной установке отсутствует кулачковый механизм. Проектирование кулачкового механизма провести по заданию № 54.

Примечания. I. При исследовании механизма угол максимального поворота $(\Delta\varphi_1)_{max}$ ведущего коромысла I разбить на 6 равных интервалов и построить зависимость силы сопротивления P от угла отклонения $\Delta\varphi_3$ звена 3.

2. Геометрический расчет эвольвентной зубчатой передачи выполнить для колес с числами зубьев z_5 и z_6 .

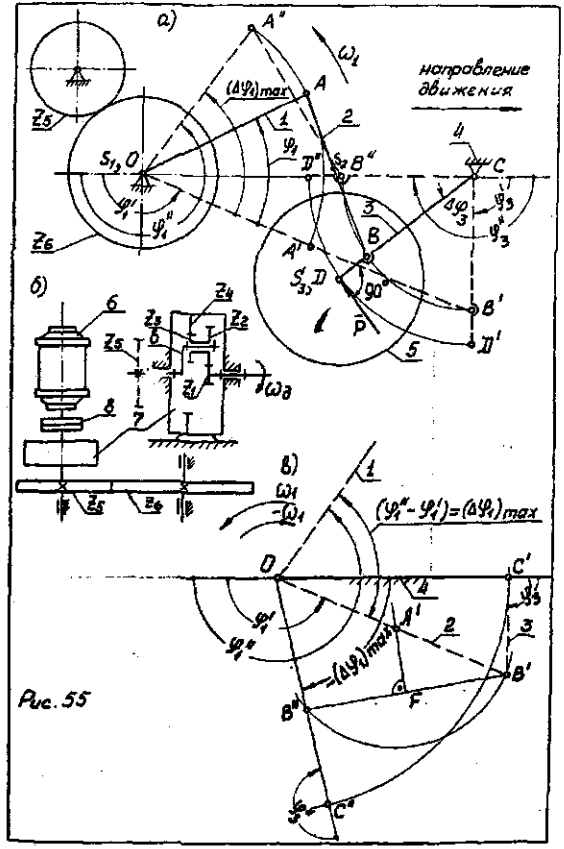


Рис. 55

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ по пор.	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
I	2	3	4	5	6	7	8	9
I	Угловые координаты в начальном положении механизма (рис.55-I а):							
	ведущего коромысла I	φ_1'	град	I55	I57	I60	I58	I58
	ведомого коромысла 3	φ_3'	град	90	90	90	90	90
2	Угловые координаты в конечном положении механизма:							
	ведущего коромысла I	φ_1''	град	245	253	250	254	248
	ведомого коромысла 3	φ_3''	град	I80	I80	I80	I80	I80
3	Длина стойки	$\ell_{ос}$	м	I,60	I,70	I,80	I,90	I,65
4	Отношение длин для звена 3	$\frac{\ell_{DC}}{\ell_{BC}}$	-	I,20	I,I5	I,23	I,I0	I,20
5	Вес звеньев:							
	коромысла I	G_1	кгс	50	60	70	80	65
	катуна 2	G_2	кгс	70	80	90	I00	85
	коромысла 3 с колесом 5	G_3	кгс	400	420	430	420	410
6	Начальная сила сопротивления	P_0	кгс	300	320	330	340	310

I	2	3	4	5	6	7	8	9
7	Момент сил трения в кинематических парах механизма, приведенный к звену I	$M_{тр}^{пр}$	кгс.м	48	45	48	50	47
8	Моменты инерции:							
	звена 2	J_{2s}	кгс м.с^2	0,5	0,6	0,5	0,6	0,5
	звена 3 с колесом 5 относительно оси С	J_{3c}	кгс.м.с^2	32	33	31	38	30
9	Момент инерции вращающихся деталей (ротора, редуктора, зубчатой передачи, муфты, коромысла I), приведенный к валу О	$J_0^{пр}$	кгс.м.с^2	I2,0	I3,0	I4,0	I8,0	I2,0
I0	Угловая координата для силового расчета (рис. 55 - I а)	φ_1	град	30	48	60	48	30
II	Числа зубьев колес	z_5	-	II	I2	I3	I2	I3
		z_6	-	I8	I9	20	I8	I9
I2	Модуль зубчатых колес	m	мм	5	6	5	6	5
I3	Передаточное отношение планетарного редуктора	i_{46}	—	I3	I5	I5	I7	I9
I4	Число сателлитов в планетарном редукторе	K	-	3	3	3	3	3

Задание № 56

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Двухтактный одноцилиндровый двигатель внутреннего сгорания приводит в движение электрогенератор . Вал генератора связан с коленчатым валом двигателя посредством муфты. Основным механизмом является кривошипно-ползунный, состоящий из коленчатого вала I (кривошип), шатуна 2 и поршня 3 (рис.56а), перемещающегося в цилиндре 4. На коленчатом валу установлен маховик 5. Изменение давления в цилиндре двигателя в зависимости от положения поршня представлено на индикаторной диаграмме (рис.56б), данные для построения которой приведены в табл.56.

Момент сопротивления электрогенератора и момент собственных потерь двигателя не зависят от угла поворота вала.

Очистка рабочей полости цилиндра двигателя от продуктов сгорания производится через выхлопной клапан II, который открывается с помощью кулачкового механизма. Кулачок 9, закрепленный на валу 8, должен осуществлять открытие клапана по заданному закону (рис.56в). Толкатель 10 кулачкового механизма - роликовый, поступательно-движущийся. Кулачковый вал 8 получает вращение от коленчатого вала I через зубчатую передачу 6-7, передаточное отношение которой равно единице.

При проектировании и исследовании механизмов двигателя пользоваться исходными данными (см. ниже).

В установке отсутствует планетарный редуктор, проектирование которого провести по заданию № 55.

Таблица 56

Значения давления в цилиндре двигателя в конце максимального давления p_{max} в зависимости от положения поршня

Путь поршня (в долях хода H)	$\frac{S_x}{H}$	0	0,025	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Сжатие	$\frac{p}{p_{max}}$	0,750	0,600	0,512	0,375	0,187	0,087	0,037	0,022	0,008	0	0	0	0
Расширение	$\frac{p}{p_{max}}$	0,750	0,885	1,0	0,900	0,625	0,425	0,288	0,212	0,175	0,150	0,137	0,102	0

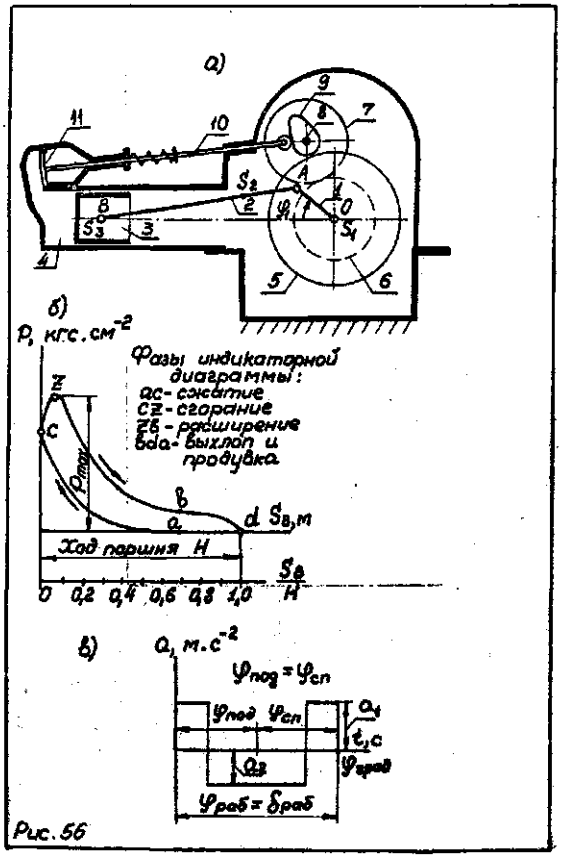


Рис. 56

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ по пор.	Наименование параметра	Обозначения	Размерность	Числовые значения для вариантов А	Б	В	Г	Д
I	2	3	4	5	6	7	8	9
I	Средняя скорость поршня при установившемся режиме	$(v_s)_{ср}$	м/с	5,0	5,4	5,2	5,6	5,8
2	Скорость вращения коленчатого вала при установившемся режиме	n_1	об/мин	I000	II00	I200	I300	I400
3	Диаметр цилиндра	d	м	0,I00	0,II0	0,I05	0,I05	0,II0
4	Отношение длины шатуна к длине кривошипа	$l_{ш}/l_{кр}$	-	3,8	3,7	4,0	4,I	4,0
5	Отношение расстояния от точки А до центра тяжести шатуна к длине шатуна	$l_{ША}/l_{ш}$	-	0,35	0,40	0,30	0,35	0,40
6	Вес коленчатого вала с маховиком	G_1	кгс	25	26	30	32	35
7	Вес шатуна	G_2	кгс	2,8	2,9	3,0	3,2	3,2
8	Вес поршня	G_3	кгс	3,0	3,I	3,2	3,4	3,5
9	Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр тяжести	$J_{ш}$	кгс.м.с²	0,003	0,003	0,004	0,004	0,004
I0	Момент инерции вращающихся звеньев, приведенный к валу кривошипа (включая момент инерции коленчатого вала и маховика)	$J_I^{пр}$	кгс.м.с²	0,058	0,057	0,056	0,060	0,062
II	Максимальное давление в цилиндре двигателя при разгоне	p_{max}	кгс/см²	24,0	26,0	28,0	29,0	30,0

I	2	3	4	5	6	7	8	9
I2	Момент сопротивления электрогенератора при разгоне	M_{c1}	кгс.м	2,4	2,5	2,6	2,6	2,7
I3	Угловая координата кривошипа (рис.5б), определяющая начальное положение механизма	$\varphi_{нач}$	град	0	0	0	0	0
I4	Угловая скорость кривошипа в начальном положении механизма	$\omega_{1нач}$	рад/с	35	43	39	47	38
I5	Угловая координата кривошипа для силового расчета механизма (рис.5б)	φ_1	град	30	30	30	30	30
I6	Число зубьев колеса 6	z_6	-	I4	I5	I2	I3	I6
I7	Модуль зубчатых колес 6 и 7	m	мм	8	8	8	8	8
I8	Величина подъема толкателя выхлопного клапана	h	м	0,010	0,012	0,011	0,011	0,012
I9	Угол рабочего профиля кулачка выхлопного клапана	$\delta_{раб.\delta}$	град	I20	I25	II5	I20	I30
20	Отношение величин ускорений толкателя	$y = \frac{a_1}{a_2}$	-	I,8	I,7	2,0	2,2	2,0
2I	Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	27	29	28	27	29

Задание № 57

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ

Установка состоит из двигателя (дизеля) и электрогенератора.

Двигатель представляет собой одноцилиндровую, вертикальную, двухтактную машину.

Основной механизм двигателя - кривошипно-ползунный (рис.57а), состоящий из трех подвижных звеньев: I - коленчатый вал, 2 - шатун, 3 - поршень.

Коленчатый вал двигателя через планетарный повышающий редуктор (мультипликатор) приводит во вращение вал электрогенератора. (Электрогенератор и редуктор на схеме 57а не показаны.)

Схема планетарного редуктора представлена на рис.57в.

Для обеспечения требуемой неравномерности вращения на коленчатом валу находится маховик 6.

Продолжительность цикла работы двухтактного двигателя соответствует одному обороту его коленчатого вала.

Изменение давления в цилиндре двигателя в зависимости от положения поршня представлено на индикаторной диаграмме (рис.57б), данные для построения которой приведены в табл.57.

Кулачковый механизм (рис.57а) предназначен для открытия выхлопного клапана, через который производится очистка рабочего цилиндра двигателя от продуктов сгорания. Кулачок 4 дисковый, вращающийся, закреплен на распределительном валу O_2, кинематически связанном с коленчатым валом I зубчатой передачей z_1, z_2, z_3.

Закон изменения ускорения толкателя представлен на рис.57г.

При проектировании и исследовании механизмов двигателя пользоваться исходными данными (см. ниже).

Примечание. Геометрический расчёт зубчатой передачи выполнить для колес с числами зубьев z_2 и z_3.

Таблица 57

ЗНАЧЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ В ЦИЛИНДРЕ ДВИГАТЕЛЯ В ДОЛЯХ МАКСИМАЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ПОЛОЖЕНИЯ ПОРШНЯ

Путь поршня (в долях хода H)	$\frac{S_B}{H}$	0	0,02	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
Давление газа (в долях p_{max})	$\frac{p}{p_{max}}$	Для движения поршня вниз												
		0,863	1	0,863	0,602	0,34	0,238	0,17	0,129	0,1	0,082	0,068	0,034	0
		Для движения поршня вверх												
		0,863	0,5	0,318	0,204	0,114	0,073	0,045	0,025	0,014	0,005	0,001	0	0

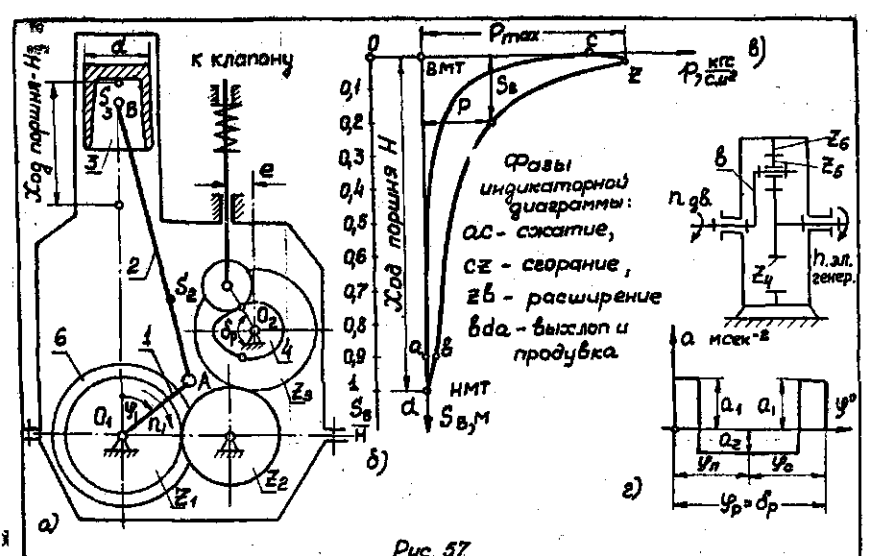


Рис. 57

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ по пор.	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
I	2	3	4	5	6	7	8	9
I	Средняя скорость поршня	$(v_s)_{ср}$	м/с	4,25	4,7	4	4,I	3,5
2	Число оборотов коленчатого вала двигателя при установившемся режиме	n_1	об/мин	800	700	600	750	650
3	Диаметр цилиндра двигателя	d	м	0,I5	0,I8	0,20	0,I4	0,I4
4	Отношение длины шатуна к длине кривошипа	$\frac{l_{ш}}{l_{кр}}$	-	4	3,5	4	4	3,5
5	Отношение расстояния от точки А до центра тяжести шатуна к длине шатуна	$\frac{l_{АБ}}{l_{АВ}}$	-	0,33	0,34	0,3	0,4	0,33
6	Максимальное давление в цилиндре двигателя	p_{max}	кгс/см^2	60	60	52	60	60
7	Вес коленчатого вала с маховиком	G_1	кгс	I00	200	300	200	250
8	Вес шатуна	G_2	кгс	I4	I6	I3	I5	I3
9	Вес поршня	G_3	кгс	I9	20	24	22	2I
I0	Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр тяжести	J_{x1}	кгс.м.с^2	0,03	0,04	0,025	0,06	0,035
II	Момент инерции кривошипа, маховика и вращающихся звеньев, приведенный к валу кривошипа	$J_0^{пр}$	кгс.м.с^2	4	I5	I8	4	5
I2	Момент сопротивления генератора	M_{c1}	кгс.м	I0	20	I5	5	5
I3	Угловая координата кривошипа для начала разгона (рис.57а)	φ_0	град	30	30	30	30	30

I	2	3	4	5	6	7	8	9
I4	Начальная угловая скорость коленчатого вала при разгоне	ω_0	с$^{-1}$	4	3	4	3	4
I5	Угловая координата кривошипа для силового расчёта (рис.57а)	φ_1	град	30	60	30	60	60
I6	Величина подъема толкателя кулачкового механизма	h	м	0,009	0,0I	0,008	0,007	0,0085
I7	Рабочий угол профиля кулачка	δ_p	град	I20	I25	II7	II5	II8
I8	Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	40	35	36	38	39
I9	Внеосность толкателя кулачкового механизма	e	м	0,006	0,007	0,006	0,008	0,075
20	Числа зубьев зубчатых колес	z_1	-	20	22	24	2I	23
		z_2	-	I2	I3	II	I2	I4
		z_3	-	20	22	24	2I	23
2I	Модуль зубчатых колес z_1, z_2, z_3	m	мм	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
22	Передаточное отношение планетарного механизма	i_{4H}	-	$\frac{I}{4}$	$\frac{I}{4,5}$	$\frac{I}{5}$	$\frac{I}{4,25}$	$\frac{I}{3,5}$
23	Число сателлитов в планетарном механизме	K	-	3	3	3	3	3
24	Модуль зубчатых колес планетарного механизма	m'	мм	5	5	5	5	5

Задание № 58

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ СУДОВОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ С ДВИГАТЕЛЕМ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Силовая установка (рис.60а) состоит из двигателя внутреннего сгорания I, реверс-редуктора 2, гребного вала 3 и гребного винта 4. Двигатель в установке – нереверсивный четырехцилиндровый двухтактный с воспламенением от сжатия и с Х-образным расположением цилиндров.

Структурная схема основного механизма двигателя изображена на рис.60б и представляет собой особый кулисный кривошипно-двухползунный механизм. Ползуны 4 и 5 являются ведущими звеньями, а кривошип (кулиса) I – ведомым. Размеры звеньев $AB = AC = OF$.

На конструктивной схеме основного механизма двигателя (рис.60в) показаны четыре цилиндра I, II, III, IV. Цилиндры I-III и II-IV попарно соосны. Их оси находятся в параллельных плоскостях и скрещиваются под углом $\gamma = 90^\circ$ в виде буквы Х. Центр тяжести шатуна 3 находится в точке A, а звеньев 4 и 5 – соответственно в точках B и C. В двухтактном двигателе при движении поршня к валу I в цилиндре происходит сгорание впрыснутого топлива и расширение продуктов сгорания, а при движении его в обратном направлении – сжатие воздуха, нужного для сгорания. Закон изменения давления газа в цилиндре показан на индикаторной диаграмме (рис.60г), а данные для ее построения приведены в табл.60.

Рабочие процессы в цилиндрах последовательно сдвинуты друг относительно друга на 90°.

Кулачки 8 кулачкового механизма выпускного клапана I2 (рис.60в) вращаются с тем же числом оборотов, что и кривошипный вал I. Поступательно движущийся центральный роликовый толкатель 9 посредством штанги I0 и верхнего рычага II передает движение клапану I2. Закон изменения ускорения клапана приведен на рис.60д.

Реверс-редуктор установки (рис.60е) состоит из планетарного реверса и одноступенчатого редуктора из цилиндрических прямозубых ($\beta = 0$) колес 6 и 7. Планетарный реверс представляет собой дифференциал с цилиндрическими прямозубыми ($\beta = 0$) колесами 2,3,4 и 5. Вал водила I постоянно соединен с кривошипным валом двигателя. Колесо 7 редуктора передает вращение гребному валу и винту. Для движения судна вперед включается фрикционная муфта L, связывающая колеса 2 и 5. Передаточное отношение реверса при этом будет $i_{пр} = +1$. При движении судна назад замыкается фрикционная муфта M (муфта L при этом выключается), вследствие чего колесо 5 останавливается и колесо 2 получает вращение в обратную сторону. Число оборотов последнего будет зависеть от заданного значения $i_{пр} < 0$.

I	2	3	4	5	6	7	8	9
17	Отношение сил P_{max}/P_{min} в ветви от пружины I6 на звено 4	P_{max}/P_{min}	кгс/кгс	6/I	6,5/I	8/I	9/I	7/I
18	Осевая сила в начале нарезания резьбы	$P_{ос}$	кгс	I0	II	I3	I4	I2
I9	Момент сопротивления на ведущем, приведенный к звену 7	M_{cr}	кгс.м	I0,3	I9,3	60	85	40
20	Момент инерции звена 2	J_{2S}	кгс.м.с^2	0,0016	0,0016	0,02	0,02	0,0016
21	Момент инерции зубчатых колес Z_5 и Z_6	$J_{5,6}$	кгс.м.с^2	$6,5\cdot10^{-5}$	$6,5\cdot10^{-5}$	$7\cdot10^{-5}$	$7\cdot10^{-5}$	$5,5\cdot10^{-5}$
22	Момент инерции колеблющихся I и колеса Z_8	$J_{1,8}$	кгс.м.с^2	0,001	0,001	0,0015	0,0015	0,0012
23	Маховой момент ротора электродвигателя	GD^2_{36}	кгс.м^2	$6\cdot10^{-4}$	$5\cdot10^{-4}$	$4,5\cdot10^{-4}$	$5,5\cdot10^{-4}$	$4\cdot10^{-4}$
24	Маховой момент шпинделя I5 и головки 9	$GD^2_{шп}$	кгс.м^2	$I0\cdot10^{-4}$	$9\cdot10^{-4}$	$8\cdot10^{-4}$	$7\cdot10^{-4}$	$6\cdot10^{-4}$
25	Коэффициент неравномерности вращения вала I	δ	-	I/2I	I/20	I/22	I/23	I/24
26	Передаточное отношение зубчатых колес Z_5 и Z_7	i_{57}	-	2,8	2,6	2,9	2,8	3,0
27	Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	32	35	40	42	36
28	Число сателлитов в редукторе I3	K	-	3	3	3	3	3
29	Модуль зубчатых колес Z_6 и Z_7	m	мм	3,5	3,5	3	4	3
30	Параметры исходного контура режущего инструмента	α_0	град	20	20	20	20	20
		h_a	-	I	I	I	I	I
		h_c	-	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25

Задание № 43

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ МАШИНЫ ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ОБРАЗЦОВ НА ПОВТОРНО-ПЕРЕМЕННОЕ КРУЧЕНИЕ

Машина для испытания образцов на кручение (рис.43а) состоит из электродвигателя I, планетарного редуктора 2-3-4-5-6, маховика 9, четырехшарнирного механизма I0-II-I2 (рис.43б), кривошип I0 которого получает непрерывное вращательное движение от электродвигателя. Требуемая неравномерность хода δ вала кривошипа I0 поддерживается маховиком 9. К балансиру I2, совершающему возвратно-вращательное движение, прикрепляется образец I4 с помощью захватов I3 и I5. Захват I5 жестко соединен с крутильным динамометром I6, который неподвижно закреплен в задней бабке I7 (имеющей возможность перемещаться вдоль станины); угловые деформации образца при испытании измеряются индикаторами I8. Для создания предварительного статического нагружения используется червячная передача I9-20, позволяющая закручивать вал динамометра I6 на заданный угол.

Диаграмма нагружения образца, построенная по углу поворота коромысла φ_{12} (величина которого соответствует углу закручивания образца I4), в упрощенном виде представлена на рис.43в. При закручивании образца (когда точка A перемещается из нулевого в седьмое положение) момент возрастает по закону прямой 0-3-7; при раскручивании - снижается по закону прямой 7-9-I2 за счёт упругости образца. Максимальное значение момента M_{max} соответствует верхнему предельному положению точки B балансира I2. Величина потерь на трение при установившемся режиме работы практически постоянна, поэтому $M_{тр}^{пр}=\Sigma M^{пр}(f-f)$, где $\Sigma M^{пр}=M_g^{пр}-\Sigma M_c^{пр}$.

Смазка подвижных соединений механизмов осуществляется от масляного насоса 2I кулачкового типа (рис.43г), закон движения толкателя 2I (толкателя) которого в пределах рабочего угла поворота $\varphi=\delta_p$ кулачка 2I' представлен на рис.43г. Вращение кулачка 2I' осуществляется от вала редуктора через зубчатые колеса 7 и 8.

Примечание. Моменты инерции звеньев относительно осей, проходящих через центры тяжести, определяются из соотношений: $J_{ст}=0,083m_{ст}l_{ст}^2$ кгс.м.с2, $J_{12}=0,03m_{12}l_{12}^2$ кгс.м.с2; для коленчатого вала $J_{10-0}=0,1J_{10-0}$ кгс.м.с2.

Таблица 60

КООРДИНАТЫ РАБОЧЕЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ (ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ) ДВУХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Перемещение поршня в долях его хода	Давление газа на поршень в кгс.см-2 при различных его положениях для вариантов									
	А		Б		В		Г		Д	
	расширение	сжатие	расширение	сжатие	расширение	сжатие	расширение	сжатие	расширение	сжатие
0	71,0	45,4	73,0	46,4	72,0	46,1	73,0	45,8	75,0	46,6
0,010	75,0	35,8	77,0	36,5	76,0	36,1	77,0	35,8	79,0	36,4
0,020	71,0	29,3	73,0	29,7	72,0	29,4	73,0	29,0	75,0	29,4
0,05	46,2	18,0	47,2	18,2	46,3	18,0	46,6	17,8	47,5	17,9
0,1	28,1	10,2	28,4	10,2	27,8	10,4	27,8	10,0	28,1	10,0
0,20	14,7	4,7	14,7	4,7	14,4	4,6	14,2	4,6	14,3	4,6
0,30	9,4	2,6	9,4	2,6	9,4	2,6	9,0	2,6	9,0	2,6
0,40	6,7	1,6	6,6	1,6	6,4	1,6	6,3	1,6	6,3	1,6
0,50	5,0	1,0	5,0	1,0	4,8	1,0	4,7	1,0	4,7	1,0
0,60	3,9	0,6	3,8	0,6	3,7	0,6	3,6	0,6	3,6	0,6
0,70	3,1	0,3	3,1	0,3	3,0	0,3	2,9	0,3	2,8	0,3
0,80	2,5	0,1	2,5	0,1	2,4	0,1	2,3	0,1	2,3	0,1
0,90	0,3	0,1	0,3	0,1	0,3	0,1	0,3	0,1	0,3	0,1
1,00	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1

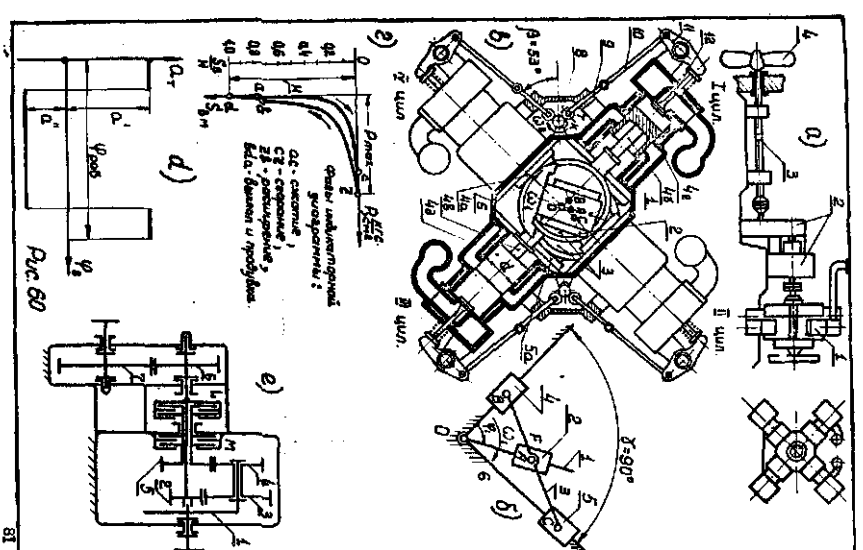


Рис. 60

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ по пор.	Наименование параметра	Обозначения	Размерность	Числовые значения для вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
I	2	3	4	5	6	7	8	9
I	Средняя скорость поршня	$(v_0)_{ср}; (v_c)_{ср}$	м/с	5,87	6,00	6,07	6,07	6,00
2	Диаметр цилиндра	d	м	0,22	0,24	0,26	0,28	0,30
3	Число оборотов кривошипного вала при номинальной нагрузке	n_1	об/мин	800	750	700	650	600
4	Число оборотов гребного винта при номинальной нагрузке	$n_4 = n$	об/мин	380±2%	375±2%	365±2%	355±2%	340±2%
5	Эффективная мощность двигателя при ном'нальной нагрузке	N_e	л.с.	330	400	470	540	620
6	Механический к.п.д. двигателя	η	-	0,781	0,770	0,785	0,778	0,780
7	Вес кривошипного вала	G_1	кгс	I83	238	304	387	492
8	Вес кулисного камня	G_2	кгс	5I	73,5	I00	I34	I65
9	Вес ползуна	G_3	кгс	4I	70	93	II5	I40
I0	Вес поступательно-движущихся частей (поршня, штока и ползуна)	$G_4; G_5$	кгс	I06	I28	I74	2I9	27I
II	Вес каркаса двигателя	G_6	кгс	5900	7400	8900	I0500	I2400
I2	Момент инерции кривошипного вала без маховика и противовеса	J_{10}	кгс.м.с^2	0,20I	0,468	0,673	0,9I8	I,3I0
I3	Момент инерции ползуна относительно оси, проходящей через его центр тяжести	J_{3A}	кгс.м.с^2	0,I43	0,267	0,425	0,600	0,758
I4	Момент инерции кулисного камня относительно оси, проходящей через его центр тяжести	J_{2A}	кгс.м.с^2	0,058	0,096	0,I57	0,243	0,524

I	2	3	4	5	6	7	8	9
I5	Координата центра тяжести коленчатого вала I	ℓ_{OS_1}	м	0,0I6	0,0I7	0,0I9	0,02I	0,023
I6	Момент инерции движущихся частей реверс-редуктора (приведенный к входному валу)	$J_{p.p}^{пр}$	кгс.м.с^2	2,0	2,50	3,50	4,80	6,00
I7	Маховой момент гребного вала с винтом	GD^2	кгс.м^2	I20	I30	I45	I65	I90
I8	Коэффициент неравномерности вращения кривошипного вала при номинальной нагрузке	δ	-	I/I00	I/I05	I/II0	I/II5	I/I20
I9	Угловая координата кривошипа для силового расчёта	φ_1	град	30	I20	2I0	60	30
20	Наибольшее перемещение толкателя	h_T	м	0,0I4	0,0I5	0,0I6	0,0I7	0,0I8
2I	Наименьший радиус кулачка, определяемый прочностью вала и кулачка	R_{min}	м	0,085	0,095	0,I00	0,II0	0,I20
22	Угол рабочего профиля кулачка	δ	град	I08	I08	I08	I08	I08
23	Отношение абсолютных значений ускорения толкателя	$\nu = \lvert a' \rvert : \lvert a'' \rvert$	-	3,0	2,6	2,0	I,7	I,4
24	Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	28	30	3I	32	33
25	Модуль зубьев колес реверса	$m_{23} = m_{45}$	мм	6,5	7	8	9	I0
26	Число сателлитов в планетарном реверсе	K	-	3	3	3	3	3
27	Передаточное отношение реверса на обратном ходе	$i_{12\,об}$	-	-I,5	-I,429	-I,333	-I,25	-I,00
28	Межосевое расстояние зубчатых колес редуктора	A_{67}	мм	I90,0	220,0	250,0	280,0	330,0
29	Модуль зубьев колес редуктора	m_{67}	мм	II,0	I2,0	I4,0	I6,0	I8,0

ПРИЛОЖЕНИЕ I

ОБЪЕМ И СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Лист I. Проектирование основного механизма и определение закона его движения

Для заданий 42, 43, 44, 45, 46, 47, 48, 60:

I. 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 при установившемся режиме работы. Определение момента инерции дополнительной маховой массы (маховика).

3. Построение диаграммы изменения угловой скорости звена приведения за время одного цикла.

Для заданий 49, 50, 51, 52, 53, 54, 55, 56, 57, 58, 59:

I. Определение основных размеров звеньев механизма по заданным условиям.

2. Определение закона движения механизма при неустановившемся режиме (построение диаграмм изменения угловой скорости и углового ускорения звена приведения за время работы механизма).

3. Построение диаграммы времени движения.

Примечания. I. Вес звеньев механизма и их моменты инерции даны ориентировочно.
2. Звенья, вес и моменты инерции которых не заданы, считать невесомыми.

Лист 2. Силовой расчёт основного механизма

I. 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 I-м и 2-м листах проекта, по уравнению моментов, составленному для звена приведения.

Лист 3. Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора

I. Выполнение геометрического расчёта эвольвентной зубчатой передачи при нарезании колес инструментом со стандартным реечным исходным контуром ($\alpha_0 = 20°$, $x_1 = 1$, $x_2 = 0,25$).

2. Построение схемы станочного 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 его и числу сателлитов. Допустимое отклонение $i_{реф} \pm 5\%$. 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

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

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

3. Построение профиля кулачка (центрового и конструктивного).

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

Приложение II

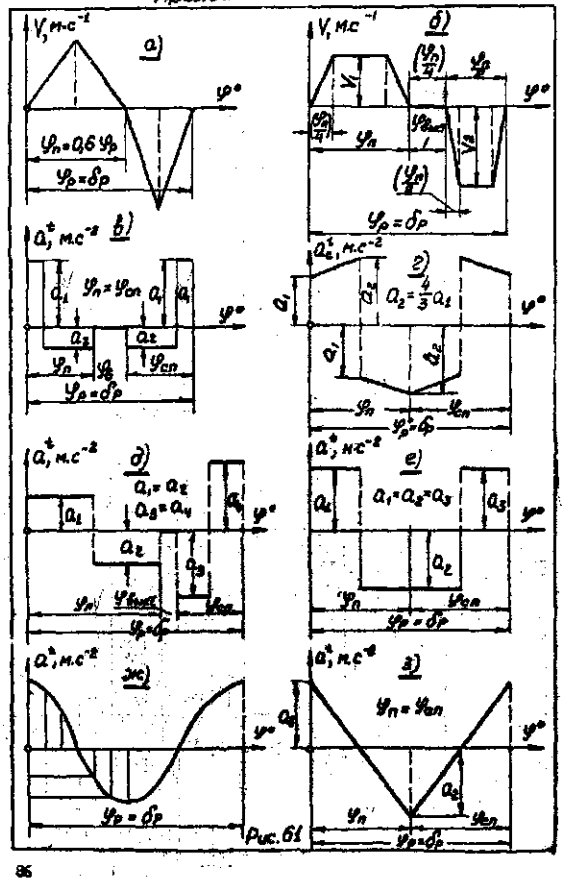


Рис. 61

СОДЕРЖАНИЕ

Задание № 42. Проектирование и исследование механизмов автомата для резьбонарезания гаек (М8÷М10) 3

Задание № 43. Проектирование и исследование механизмов машины для испытания образцов на повторно-переменное кручение 9

Задание № 44. Проектирование и исследование легкого рычажного стана 13

Задание № 45. Проектирование и исследование механизмов плунжерного питателя 17

Задание № 46. Проектирование и исследование механизмов вытяжного пресса 21

Задание № 47. Проектирование и исследование механизмов гайкосмрубного автомата 25

Задание № 48. Проектирование и исследование механизмов судовой сяховой установки 29

Задание № 49. Проектирование и исследование гидровинтового пресс-молота 35

Задание № 50. Проектирование и исследование механизмов гидроподъемника 40

Задание № 51. Проектирование и исследование механизмов сильфонного поршневого компрессора 45

Задание № 52. Проектирование и исследование механизмов ножниц для резки прутковского материала . . . 50

Задание № 53. Проектирование и исследование механизмов загрузки заготовок на стан холодной прокатки труб 54

Задание № 54. Проектирование и исследование механизмов разворота платформы самосвала 58

Задание № 55. Проектирование и исследование спорного механизма 63

Задание № 56. Проектирование и исследование механизмов двигателя внутреннего сгорания 68

Задание № 57. Проектирование и исследование механизмов дизель-генераторной установки 73

Задание № 58. Проектирование и исследование механизмов судовой силовой установки с двигателем внутреннего сгорания 78
Приложение I 84
Приложение II 86