

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н. Э. Баумана

СБОРНИК ЗАДАНИЙ

для курсового проектирования
по курсу «Теория механизмов»

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена
Трудового Красного Знамени высшее техническое училище
им. Н.Э.Баумана

Утвержден
редсоветом МВТУ
как учебное пособие

СБОРНИК ЗАДАНИЙ
для курсового проектирования
по курсу "Теория механизмов"

Под редакцией В.А.Суетина

Москва

1984

Задание № 101^{*}
ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ
ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПОДЪЕМНИКА АВТОМОБИЛЯ-САМОСВАЛА

даный сборник заданий издается в соответствии с учебным планом.

Рассмотрен и одобрен кафедрой "Теория механизмов" 26.04.83 г., методической комиссией факультета ОТ и учебно-методическим управлением.

Рецензент к.т.н. доц. Чамоткин В.Н.

© Московское высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

Авторы:

Л.В.Ермакова (задание № 101), Е.В.Каганова (задание № 102),
Г.А.Тимофеев, А.Н.Ахтыров, В.И.Бирюков (задание № 103),
Т.А.Архангельская (задание № 104), Н.А.Глухов (задание № 105),
Е.А.Неконюков (задание № 106), К.П.Щербакова (задание № 107),
А.А.Головин (задание № 108), В.Ф.Балабанов, И.Б.Леонов (задание № 109),
Л.И.Вязигина, В.А.Сутина (задание № 110).

Содержание и объем курсового проекта, а также требования и расчетно-пояснительной записке и графическим построениям см. в предыдущем выпуске Сборника заданий для курсового проектирования по курсу "Теория механизмов", вып. 7, - М.: изд. МВТУ, 1980, с. 3-16.

Редактор В.Т.Карасева

Корректор Л.И.Чамоткина

Заказ 734. Объем 3,5 и.л. (8,5 уч.-изд.л.) Тираж 2000 экз.
4-82781 от 19.01.84г. Цена 18 коп. План 1983 г., № 95,

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

Гидравлический двухцилиндровый механизм подъема платформы 3 (рис. 101а) автомобиля-самосвала маркироован на раме шасси автомобиля (являющейся стойкой 5 механизма) и состоит из блока качающихся гидроцилиндров 1 и двух поршней со штоками 2, маркированными с основанием платформы 3. Полости обоих цилиндров сообщаются между собой.

Масло в полости гидроцилиндров 1 нагнетается роторным зубчатым насосом 8, зубчатые колеса z_5 и z_6 которого получают вращение от коробки передач автомобиля через двухрядный планетарный редуктор 9 с колесами z_1 , z_2 , z_3 и z_4 .

Давление в гидроцилиндрах устанавливается регулятором давления, золотник которого кинематически связан с толкателем 7 кулачкового механизма. Дисковый кулачок 6, установленный на оси СС' и жестко связанный со звеном 3, перемещает толкатель по закону (φ_6 / ω_6 , Φ_6), показанному на рис. 101б. Удаление толкателя соответствует углу поворота (φ_6) звена 6, при котором суммарная сила F_{23} , действующая на поршни 2, изменяется от начального F_n до конечного F_k звучания, согласно графику (F_{23} , φ_{2-1}) на рис. 101в.

В процессе поворота платформы 40% массы m_4 груза 4 ссыпается; при этом масса m_4 изменяется от $m_{4\text{ни}}$ до $m_{4\text{кон}}$ по закону (m_4 , φ_3), показанному на рис. 101г.

Примечания: 1. При проектировании рычажного механизма необходимо обеспечить равенство углов давления в начале и в конце подъема платформы ($\vartheta_{\text{нач}} = \vartheta_{\text{кон}}$). Звено 2 при проектировании условно считать невесомым.

2. Принять $l_2 \approx (1,2 - 1,3)H$, где H - ход поршня (штока); $l_{B62} \approx 0,6 l_2$.

* Нумерация заданий и рисунков к ним в данной работе продолжает нумерацию предыдущих выпусков сборника заданий для курсового проектирования.

3. Силу F_u определить из условия возможности начала движения: момент силы F_u относительно оси CC' в начальном положении механизма должен превышать в 1,1-1,2 раза суммарный момент сил тяжести $G_3 = g \cdot m_3$ платформы 3 и

$G_{4H} = g \cdot m_{4H}$ груза 4 относительно той же оси; силу F_k - из условия равенства момента силы F_k и суммарного момента сил тяжести G_3 платформы и $G_{4K} = g \cdot m_{4K}$ оставшегося груза в верхнем конечном положении платформы (вес звена 2 мал и не учитывается).

4. Силу F^* , соответствующую перемещению 0,4·Н штока 2 относительно цилиндра 1, рассчитать из условия безударного останова (в конце поворота угловая скорость платформы $\omega_{3K} = 0$).

5. Принять условно, что поверхность груза остается в процессе его ссыпания параллельной дну платформы (т.е. что центр масс S_4 груза перемещается относительно платформы 3 по прямой S_3S_{4H}).

6. Рассчитать значения момента инерции J_{4C} груза 4 относительно оси CC' по формуле $J_{4C} = J_{4G} + m_4 l_{CG4}^2$, где $J_{4G} = m_4 (l_3^2 + (2 \cdot h_{S4})^2)/12$ - момент инерции груза относительно его центра масс S_4 ($2 \cdot h_{S4}$ - высота груза).

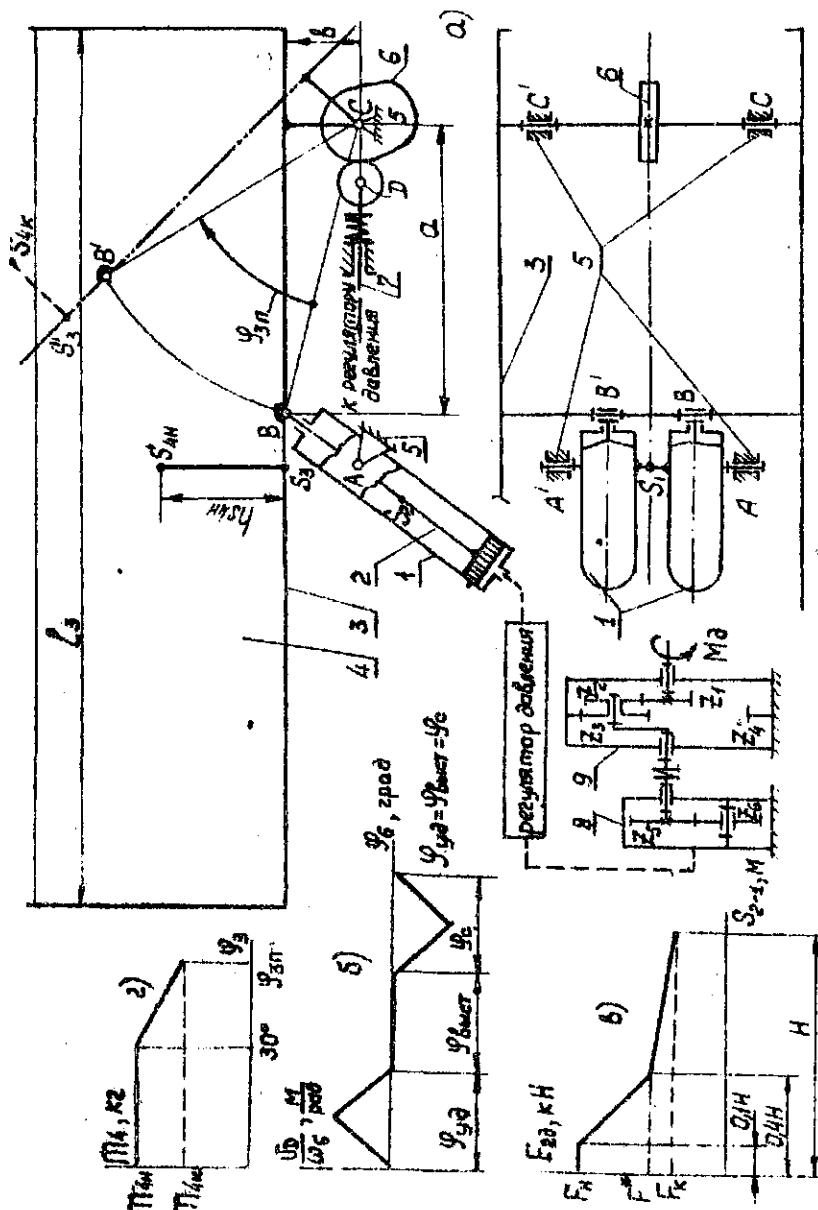


Таблица 101-1

Исходные данные

№ пп:	Параметр	Обозна- чение	Единица измерения	Числовые значения для варианта				
				А	Б	В	Г	Д
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Максимальный угол поворота	φ_{\max}	град	50	45	45	45	50
2	Координата машины В	Q_6	м	0,6 0,15	0,75 0,2	0,7 0,18	0,8 0,2	0,8 0,23
3	Расстояние от центра в M_0 центра масс S_3 платформы 3	$Q_{6,3}$	м	0,1	0,16	0,16	0,15	0,18
4	Невалкное значение расстояния от S_3 до центра масс S_4 груза 4	$h_{6,4}$	м	0,25	0,32	0,3	0,35	0,36
5	Невалкная масса поднимаемого груза 4	$m_{4,h}$	кг	4000	3500	3000	3500	4000
6	Цилиндр платформы 3	l_3	м	3,3	3	2,9	3,1	3,2
7	Масса платформы 3	m_3	кг	700	600	550	620	680
8	Момент инерции звена 3 относительно его центра масс S_3	$J_{3,3}$	$\text{кг} \cdot \text{м}^2$	650	480	420	540	620
9	Масса одного якоря с поршнем	m_2	кг	24	22	20	21	22
10	Момент инерции звена 2 относительно его центра масс S_2	$J_{2,2}$	$\text{кг} \cdot \text{м}^2$	1,4	1,3	1,1	1,2	1,3
11	Момент инерции звена 1 относительно его центра масс S_1	$J_{1,1}$	$\text{кг} \cdot \text{м}^2$	1,8	1,6	1,4	1,5	1,6
12	Угловая координата платформы 3 для силового расчета механизма	φ_3	град	5	10	15	20	25

Продолжение табл. 101-1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
13	Число зубьев колес 5 и 6	$Z_5 = Z_6$	-	10	11	12	15	16
14	Число зубчатых колес 5 и 6	$m_{5,6}$	шт	6	5	6	6	6
15	Переключочное отношение планетарного редуктора	$\chi_{1,6}$	-	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
16	Число сателлитов планетарного редуктора	к	-	3	4	3	3	3
17	Ход толкателя кулачкового механизма	h	м	0,02	0,022	0,024	0,026	0,03
18	Допустимый угол давления в кулачковом механизме	[ψ]	град	25	30	35	30	35

Таблица 101-1

Исходные данные

№ пп.	Параметр	Однона- имене-	Единица измерения	Числовые значения для вариантов				
				A	B	V	Г	Д
1	Максимальный угол поворота платформы 3	3	град	50	50	45	45	50
2	Координаты вертикала В	0,65	м	0,6 0,15	0,75 0,2	0,78 0,2	0,8 0,2	0,55 0,22
3	Расстояние от центра вагонетки Массы 3 платформы 3	0,65	м	0,1	0,18	0,16	0,15	0,18
4	Начальное значение расстояния от С ₃ до центра массы 3 груза 4	0,5	м	0,25	0,92	0,3	0,35	0,38
5	Начальная масса поднимаемого груза 4	100	кг	4000	3500	3000	3500	4000
6	Цена платформы 3	0,3	м	3,3	3	2,9	3,1	3,2
7	Масса платформы 3	0,3	м	700	600	550	620	680
8	Момент инерции звена 3 относительно его центра масс С ₃	J _{3s}	кг·м ²	650	480	420	540	620
9	Масса центрального якоря с поршнем	m ₂	кг	24	22	20	21	22
10	Момент инерции звена 2 относительно его центра масс С ₂	J _{2s}	кг·м ²	1,4	1,3	1,1	1,2	1,3
11	Момент инерции звена 1 относительно его центра масс С ₁	J _{1s}	кг·м ²	1,8	1,6	1,4	1,5	1,6
12	Угловая координата платформы 3 для следового расчета механизма	φ ₃	град	5	10	15	20	25

Продолжение табл. 101-1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
13	Число зубьев колес 5 и 6	z ₅ = z ₆	-	10	11	12	15	16
14	Число зубчатых колес 5 и 6	m _{5,6}	мм	6	6	6	6	6
15	Передаточное отношение планетарного редуктора	u _{1,6}	-	11	12	13	14	15
16	Число сателлитов планетарного редуктора	K	-	3	4	3	3	3
17	Ход толкателя кулакового механизма	h	м	0,02	0,022	0,024	0,025	0,028
18	Запусточный угол давления в кулаковом механизме	[γ]	град	25	30	35	30	35

Задание № 102
ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ
ДОЗИРОВОЧНОГО СИЛЬФОННОГО НАСОСА

Горизонтальный одноцилиндровый поршневой дозировочный насос предназначен для дозирования водных растворов органических и неорганических веществ в процессе производства биологических препаратов.

Коленчатый вал 1 насоса приводится во вращение электродвигателем 14 через соединительную муфту 15, зубчатую передачу (Z_9, Z_{10}), планетарный редуктор 6 и соединительную муфту 7. Насос выполнен герметичным, его рабочая полость изолирована от картера сильфонами 5 и 6, жестко соединенными между собой. Конец сильфона 6 припаян к поршню 3, а конец сильфона 5 — к корпусу насоса (рис. 102а). Изменение давления жидкости в цилиндре характеризуется индикаторной диаграммой (рис. 102в). Изменение усилия F , приложенного к поршню от сильфона при перемещении поршня насоса, представлено графиком (рис. 102г).

Основным механизмом насоса является кривошипно-ползунный механизм (рис. 102б), состоящий из коленчатого вала 1, шатуна 2 и поршня 3 со штоком 4. Для обеспечения движения основного механизма с заданной неравномерностью на коленчатом валу насоса закреплен маховик 20.

Смазка механизмов насоса осуществляется от плунжерного масличного насоса 15, плунжер 17 которого (рис. 102д) приводится в движение от кулачка 16, закрепленного на валу зубчатого колеса Z_{12} (рис. 102е). Изменение ускорения толкателя 17 (a_x^T, Ψ_{16}) показано на рис. 102е.

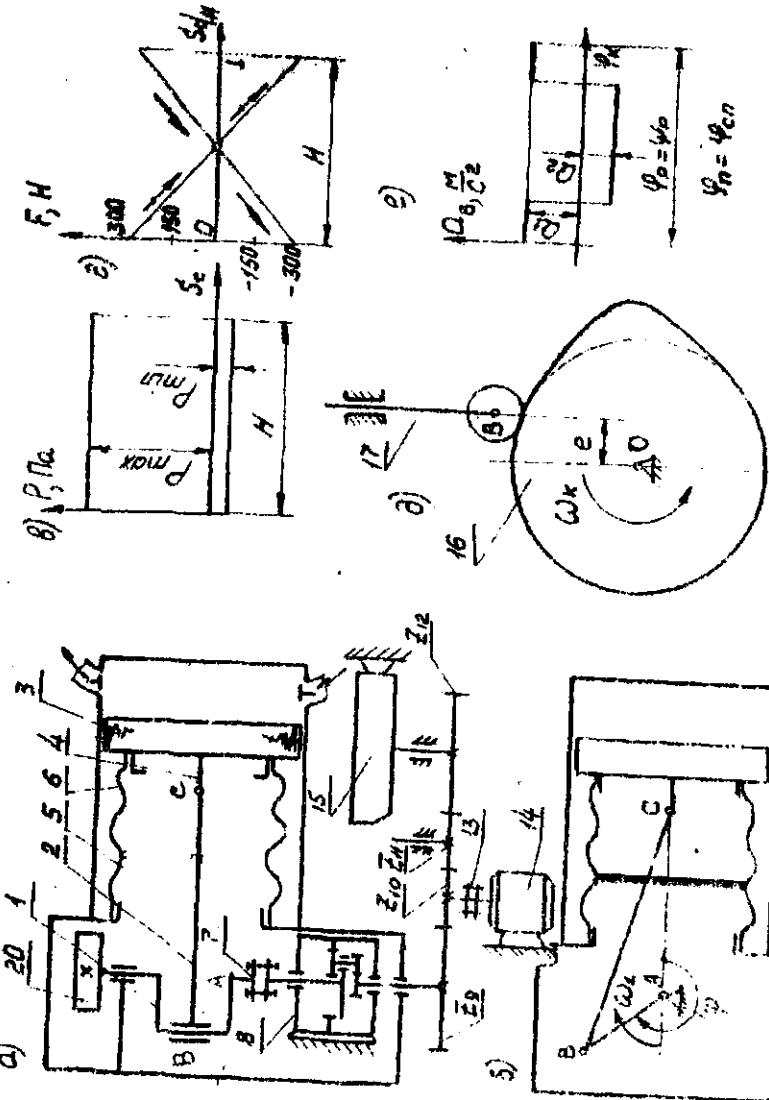


Таблица 102

Исходные данные

№ пп	Параметр	Обозна- чение	Едини- ца из- мере- ния	Числовые значения для вари- анта				
				A :	B :	C :	D :	E :
1.	Частота вращения коленчатого вала насоса	ω_1	с ⁻¹	2,33	2,42	2,25	2,00	2,06
2.	Средняя скорость поршня	v_{cp}	м/с	0,19	0,22	0,21	0,19	0,21
3.	Отношение длины матуна к длине кривошипа	$\lambda_2 = \frac{L_{бас}}{L_{кр}}$	-	5,0	5,1	4,9	5,2	4,8
4.	Относительное положение центра масс матуна	$\lambda_3 = \frac{L_{бас}}{L_{д}}$	-	0,30	0,35	0,25	0,24	0,20
5.	Диаметр поршня	d	м	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
6.	Диаметр штока	D	м	0,01	0,009	0,01	0,009	0,008
7.	Частота вращения вала электродвигателя п/э	ω_1	с ⁻¹	36,6	37,0	38,8	35,0	37,5
8.	Максимальное давление, нагнетания	P _{наг}	МПа	2,45	2,94	1,96	2,70	3,43
9.	Минимальное давление в цилиндре	P _{наг}	Па	0,25	0,29	0,20	0,27	0,34
10.	Отношение длины штока к длине матуна	$\lambda_4 = L_{бас}/L_{д}$	-	0,20	0,20	0,19	0,18	0,19
11.	Масса матуна	m ₂	кг	5	6	7	6	6
12.	Масса штока	m ₄	кг	2	3	2	3	4
13.	Масса поршня	m ₃	кг	10	12	14	9	6
14.	Момент инерции матуна относительно оси, проходящей через центр масс	J ₂₅	кг·м ²	0,01	0,009	0,010	0,010	0,010

Продолжение табл. 102

1	2	3	4	5	6	7	8	9
15.	Максимальное усилие растяже- ния-сжатия от сильфона	P _{ср}	Н	300	250	280	320	350
16.	Момент инерции коленвала	J ₁₀	кг·м ²	0,005	0,006	0,003	0,004	0,005
17.	Момент инерции зотора элект- родвигателя	J ₉	кг·м ²	0,0020	0,0022	0,0025	0,0024	0,0030
18.	Момент энергии планетарного редуктора, соединительной муф- ты и зчатых колес при вен- ти к валу электродвигателя	J _{3,4}	кг·м ²	0,022	0,023	0,020	0,021	0,024
19.	Начальная угловая скорость коленчатого вала	ω ₁₀	с ⁻¹	0	0	0	0	0
20.	Момент электродвигателя, приведенный к валу кризотика	M ₃	Н·м	9,3	10,0	10,2	10,0	10,5
21.	Угловая координата кризотика для силового расчета	φ ₁	град	110	240	300	330	210
22.	Число зубьев зубчатых колес:	Z ₉ Z ₁₀ Z ₁₁	-	15 12 12	16 13 13	15 12 12	14 11 11	17 14 14
23.	Модуль зубчатых колес	m	мм	2,0	2,5	2,0	2,5	2,0
24.	Угол наклона зубьев	θ ₃	град	25	25	30	20	25
25.	Угол рабочего профиля кульцевка	У _р	град	180	220	120	150	150
26.	Ход толкателя 17 кулачкового механизма	n ₁	м	0,016	0,018	0,020	0,016	0,020

Задание № 103
ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА
ПЕРЕДВИЖНОЙ УСТАНОВКИ "МОТОР-ГЕНЕРАТОР"

Передвижная установка (рис. 102б) состоит из движителя с внешним подвешением гироскопа 11, с двух коленчатых валов которого движение через зубчатые передачи 12-13 и планетарные механизмы 14-15-16 передается к электрогенераторам 17.

Одноцилиндровый двигатель (рис. 103а) передвижной установки "мотор-генератор" - с внешним подводом теплоты (двигатель Стирлинга). Он состоит из вертикального герметичного цилиндра 7, разделенного рабочим 3 и вытеснительным 5 поршнями на свободно сообщающиеся между собой горячую "Г" и холодную "Х" полости. В обеих полостях под большим давлением (до 12 МПа) находится рабочее тело (водород, гелий или воздух). Температура горячей полости порядка 600° , холодной - в пределах $20\text{--}25^{\circ}\text{C}$.

Двигатель с внешним подводом теплоты, как и двигатель внутреннего сгорания, производит полезную работу путем сжатия рабочего тела при низкой температуре и расширения его при высокой. При движении вытеснительного поршня вверх рабочее тело по каналам нагревателя 6, регенератора 9 и ходильника 10 перемещается из горячей полости в холодную, а при движении вниз оно возвращается тем же путем в горячую полость. Тепло рабочему телу передается через стенку нагревателя, выполненного из большого количества металлических трубок, кольцеобразно размещенных вокруг нагретого объема цилиндра.

Запуск двигателя начинается в верхней мертвой точке при $\Psi_1 = \Psi_{\text{нач}}$. Цикл работы двигателя Стирлинга осуществляется за один оборот коленчатых валов 1, 1', кинематически связанных при помощи шатунов 2, 2' и 4, 4' с траверсами 3 рабочего и вытеснительного б поршней. Шатуны 2, 2' и 4, 4' образуют форму полуживого деформируемого ромба, а кривошипы выполнены в виде лестничных треугольников, поэтому используемый в двигателе ричажный механизм получил название ромбического механизма с развитыми кривошипами.

Изменение давления в цилиндре двигателя в зависимости

от положения рабочего поршня отражено на индикаторной диаграмме (рис. 103а), длины для построения которой приведены в табл. 103-2. Участок аБс индикаторной диаграммы соответствует движению рабочего поршня вверх, т.е. фазе сжатия рабочего тела, участок СФо - движению рабочего поршня вниз, т.е. фазе расширения рабочего тела. Перемещение рабочего тела в холодную полость при подготовке такта сжатия и в горячую полость - при подготовке такта расширения обеспечивается атеснительными поршнем, движение которого синхронизировано по фазе и согласовано с движением рабочего поршня благодаря ромбическому механизму. С целью исключения перекосов поршней в цилиндре, т.е. обеспечения синхронного движения звеньев левой и правой половины "ромба", используются зубчатые (синхронизирующие) колеса 6,6', введение в зацепление друг с другом и жестко закрепление на коленчатых валах двигателя.

При проектировании и исследовании механизма двигателя считать известными параметры, приведенные в табл. 103-1.

В установке отсутствует кулачковый механизм, проектирование которого провести по заданию № 104.

Примечания:

1. Синтез ромбического механизма по заданным условиям является приближенным.
2. Давление рабочего тела в горячей и холодной полостях цилиндра считать одинаковым.
3. На первом листе проекта необходимо построить диаграммы изменения объемов рабочей, холодной и горячей я浊остей двигателя Стирлинга.
4. Угол Ψ_{1c} для силового расчета отсчитывается от положения $\Psi_1 = \Psi_{1\text{ нач}}$.

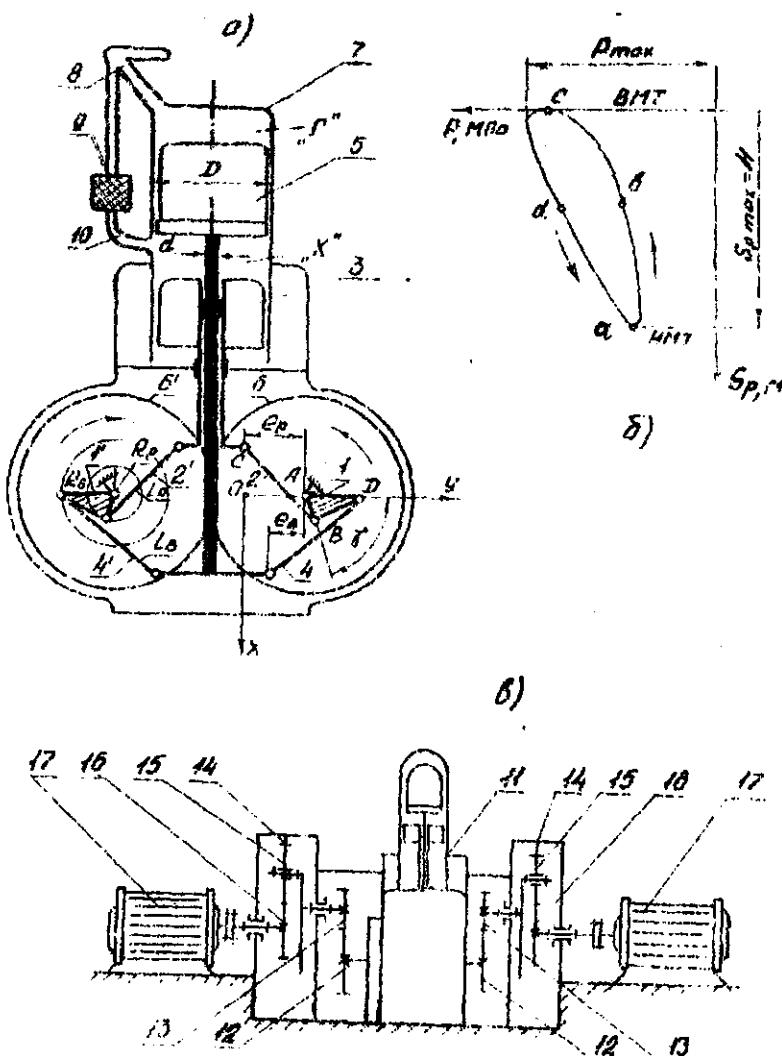


Рис. 103

Таблица 103-1

Исходные данные

№ пп	Параметр	Обозначе- ние	Единица измерения	Числовые значения для варианта				
				A	B	C	D	E
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Частота вращения коленчато-го вала	n_1	с-1	20	49	48	17	16
2	Средняя скорость поршня	v_{ep}	м/с	1,50	1,52	1,44	1,36	1,28
3	Отношение длии шатуна 5 к длине шатуна 4	$\alpha_L = L_5/L_4$	-	1,0	1,2	0,8	1,0	0,8
4	Отношение длии кризинки к длине шатуна 4	$\lambda = \frac{L_5}{L_4}$	-	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
5	Отношение смещения направляющих поршней	$\alpha_e = e_p/e_s$	-	1,0	1,2	0,8	1,0	1,2
6	Отношение длии кризинок	$\alpha_a = R_a/R_p$	-	1,2	1,0	0,8	0,8	1,0
7	Относительное смещение направляющей вытеснительного поршня	$\kappa_e = \frac{e_s}{R_p}$	-	2,0	2,0	1,6	2,0	2,0
8	Угол разворота элементов кризиников	δ	град	0	0	15	15	45
9	Расстояние до центра масс шатуна рабочего поршня	l_{cs2}	м	2	2	2	2	2
10	Расстояние до центра масс шатуна вытеснительного поршня	l_{cs4}	м	2	2	2	2	2
11	Максимальное давление в цилиндре двигателя	p_{max}	МПа	10,0	10,5	11,0	11,5	12,0

Продолжение табл. 103-1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
									A	B
12	Коэффициент неравномерности вращения валов 1 и 2	δ	-	0,01 0,088						
13	Диаметр цилиндра	D	м	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014
14	Диаметр штока вытеснительного поршня	d	м	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014
15	Массы звеньев двигателя Старлинга:									
	шатуна вытеснительного поршня со штоком и трансверсой	m_1	кг	1,9	21	18	20	17		
	рабочего поршня со штоком и трансверсой	m_2	кг	1,4	16	13	15	12		
	шатуна вытеснительной группы	m_3	кг	2,1	2,12	2,08	2,1	2,1		
	шатуна вытеснительной группы 2 относительно центра масс	m_4	кг	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1		
16	Момент инерции шатуна 4 относительно центра масс	J_{45}	кг·м ²	0,025	0,026	0,024	0,025	0,026		
17	Момент инерции шатуна 2 относительно центра масс	J_{23}	кг·м ²	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02		
18	Момент инерции коленчатых валов и синхронизирующих шестерен	J_{12}	кг·м ²	0,038	0,035	0,035	0,038	0,035		
19	Момент инерции ротора генератора, приведенный к коленчатому валу 1	J_{pr}	кг·м ²	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75		
20	Частота вращения вала генератора	n_g	об/мин	0	60	60	60	60		
21	Угловая координата для симметрии частоты									

Продолжение табл. 103-1

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
22. Число зубьев колес		Z_{13}	-	10	12	11	15	10	
23. Модуль зубчатых колес передачи и планетарного редуктора		Z_{12}	-	15	18	17	20	15	
24. Число сателлитов планетарного редуктора	m	M	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	
	K	-	3	3	3	3	3	3	

Таблица 103-2

давление в цилиндре двигателя в долях максимального давления
в зависимости от положения рабочего поршня

Перемещение поршня в долях его хода	$\frac{S_p}{H}$	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	1,05	0,975
Сжатие	$\frac{P}{P_{так}} \cdot 100$	0,885	0,79	0,755	0,685	0,6	0,54	0,5	0,46	0,44	0,41	0,4	0,35	0,318	0,4	0,43
Расширение	$\frac{P}{P_{рас}} \cdot 100$	0,885	0,97	0,987	1,0	0,98	0,95	0,9	0,85	0,79	0,73	0,66	0,575	0,53	0,505	0,43

Задание № 104
**ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ПРОСЧИДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ КРИОГЕННОГО
ПОРШНЬКОВОГО ДЕТАНДЕРА**

Детандер предназначен для расширения газа с целью генерации холода в циклах низкотемпературных установок, для чего в этих машинах энергия сжатого газа преобразуется в работу, снимаемую с вала детандера.

Криогенный двухцилиндровый оппозитный детандер высокого давления - горизонтальная машина простого действия. Основным механизмом детандера являются два кривошипно-ползунных механизма. С кривошипами AB и AF коленчатого вала I, расположенным под углом 180° (рис. 104а, б), соединены шатуны 2 и 4. При таком устройстве поршни 3 и 5 всегда двигаются в противоположные стороны.

Рабочее тело - воздух, сжатый до давления P_{max} , поступает в цилиндры I и II детандера через впускные клапаны (7 и $7'$). При движении поршней 3 и 5 навстречу друг другу сжатый воздух расширяется, производя работу. При удалении поршней друг от друга в цилиндрах детандера происходит выталкивание газа через выпускные клапаны (8 и $8'$) и обратное сжатие газа, оставшегося в рабочей полости после закрытия выпускных клапанов. Рабочий цикл детандера совершается за один оборот коленчатого вала. Для обеспечения необходимой равномерности движения на валу I закреплен маховик 9. Изменение давления в цилиндрах детандера в зависимости от положения поршня представлено индикаторной диаграммой (рис. 104в), данные для построения которой приведены в табл. 104-2.

В данной установке энергия сжатого воздуха, преобразованная в работу, используется электрогенератором 1б, который связан с валом I детандера через зубчатую передачу (Z_{10} и Z_{11}) планетарный повышающий редуктор (мультипликатор) и муфту 1б'.

Механизм газораспределения (рис. 104а) состоит из двух кулачков впуска ($I7$ и $I7'$) и двух - выпуска ($I8$ и $I8'$), закрепленных на распределительных валах O' и O'' , и толкателей, воздействующих на клапаны. (Для цилиндра I механизм газораспределения на схеме не показан). Частота вращения распределительных валов и вала I одинаковая ($n_k = n_1, \text{ с}^{-1}$). Схема кулачкового механизма и закон движения толкателя представлена на рис. 104г, д.

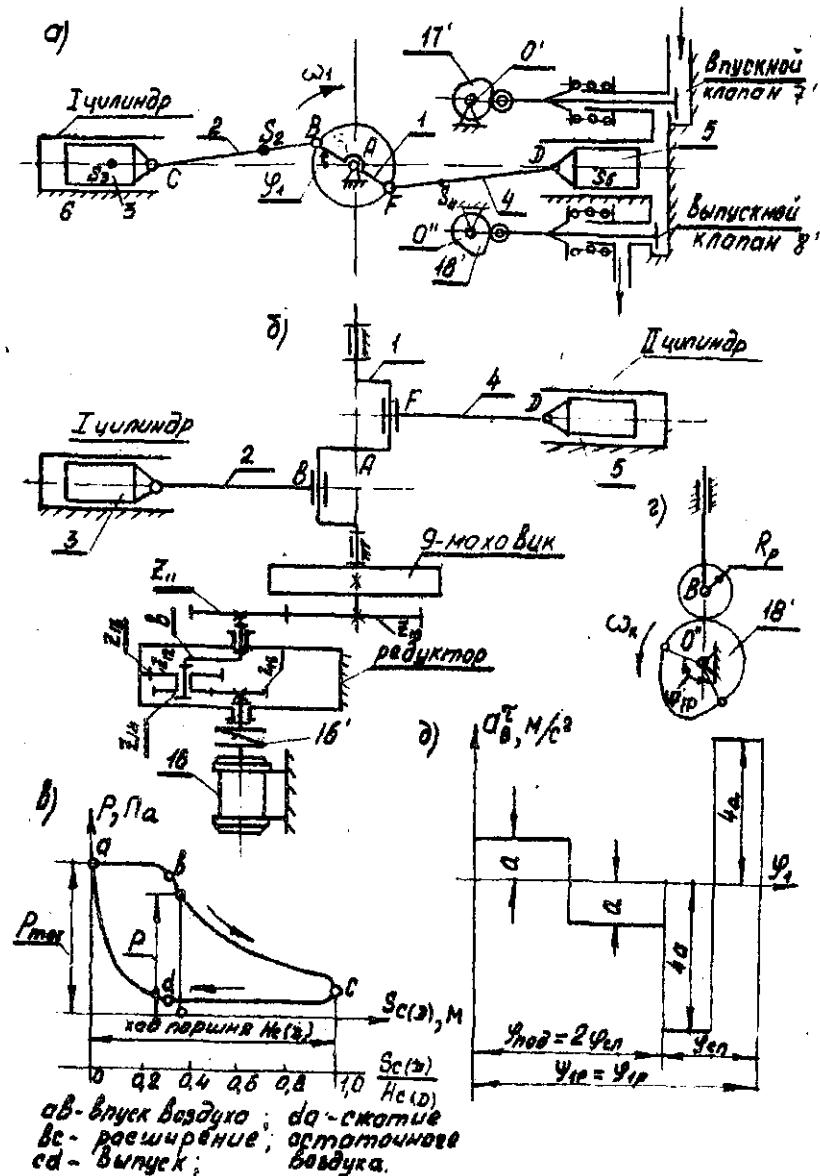


Рис. 104

Исходные данные

Таблица 104-1

№ пп	Параметр	Обозначение	Единица измерения	Числовые значения для вариантов				
				A	B	V	T	II
1.	Средняя скорость поршня	V_{cp}	м/с	5	6	7	8	9
2.	Отношение длины шатуна к длине кривошипа	$\frac{L_{BC}}{L_{AB}} = \frac{\varrho_{FS4}}{\varrho_{FD}}$	-	2,47	2,50	2,27	2,44	2,36
3.	Отношение расстояния от точки В (F) до центра масс шатуна к длине шатуна	$\lambda_2 = \frac{L_{BF}}{L_{BC}} = \frac{\varrho_{FS4}}{\varrho_{FD}}$	-	4,6	4,5	4,6	4,4	4,5
4.	Расстояние от точки С (D) до центра масс зв. 3	$\ell_{CS3} = \ell_{DS5}$	м	0,8	0,3	0,3	0,3	0,3
5.	Частота вращения коленчатого вала	n	с ⁻¹	0,12	0,1	0,12	0,10	0,12
6.	Максимальное давление воздуха в цилиндре	P_{max}	МПа	6,5	6,8	6,3	7,0	6,4
7.	Масса: шатуна поршня	$m_2; m_4$ $m_3; m_5$	кг	18,0	17,8	17,6	17,5	17,4
8.	Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр масс	$J_{2S}; J_{4S}$	кг·м ²	24	25	26	24	23
				48	50	52	48	46
				10,68	10,71	10,72	10,88	10,66

Продолжение табл. 104-1

I	2	3	4	5	6	7	8	9
9.	Момент инерции коленчатого вала и вращающихся звеньев, приведенный к валу звена I	J_{op}	кг·м ²	100	102	100	96	98
10.	Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала	6	-	1/80	1/75	1/82	1/84	1/80
11.	Угловая координата кривошипа для силового расчета (рис. 104a)	Ψ_1	град	60	60	60	60	60
12.	Число зубьев колес	Z_{11} Z_{10}	-	12	12	11	12	11
13.	Модуль зубчатых передач	m	мм	5	4	5	4	5
14.	Передаточное отношение планетарного редуктора	ω_{15-8}	-	9	10	11	10	9
15.	Число сателлитов в планетарном редукторе	K	-	3	3	3	3	3
16.	Величина подъема толкателя кулачкового механизма	h_{op}	м	0,008	0,010	0,009	0,008	0,010
17.	Рабочий угол профиля кулачка	$\Psi_p = \Psi_{(p)}$	град	108	126	144	126	108
18.	Допустимый угол давления в кулачком механизме	$[J]$	град	30	32	35	30	32
19.	Диаметр цилиндра	d	м	0,085	0,082	0,080	0,084	0,076

Таблица 104-2

Значения давления в 1 цилиндре детандера в долах максимального давления P_{max}
в зависимости от положения поршня

Дальнее положение поршня (в долях хода H)	$\frac{P}{P_{max}}$	Для движения поршня 3 вправо											
		0	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8		
Ближнее положение поршня (в долях H)	$\frac{P}{P_{max}}$	1,00	1,00	1,00	1,00	0,97	0,72	0,52	0,40	0,30	0,24	0,19	0,08
		1,00	0,48	0,37	0,21	0,10	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
		1,00	0,48	0,37	0,21	0,10	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03

Задание № 105

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ДВУХЦИЛИНДРОВОГО ПОРШНЕВОГО ДЕТАНДЕРА СРЕДНЕГО ДАВЛЕНИЯ

Детандер предназначен для расширения газа с целью получения холода в циклах низкотемпературных установок.

Преобразование энергии сжатого газа в работу, снимаемую с вала детандера, осуществляется путем действия сил давления газа на поршень и передачи их через механизм движения на тормозную установку.

Схема установки вертикального двухцилиндрового поршневого детандера среднего давления показана на рис. 105 а.

Воздух высокого давления непрерывно поступает в цилиндры детандера и приводит в движение поршни 3,5 кривошипно-ползунных механизмов 5-4-1 и 3-2-1. Далее движение от коленчатого вала 1 передается через простую зубчатую передачу $z_4 - z_5$ и мультипликатор II на тормозное устройство, которым в данной установке является генератор тока Г.

Изменение давления воздуха в цилиндрах детандера в зависимости от положения поршня изображено индикаторной диаграммой на рис. 105б. Здесь:

- 1-2 - наполнение цилиндра воздухом,
- 2-3 - внутреннее расширение,
- 3-4 - выхлоп или свободный выпуск,
- 4-5 - выталкивание воздуха,
- 5-6 - сжатие оставшегося воздуха или обратное сжатие,
- 6-1 - выпуск воздуха.

Кулачковый механизм с поступательно - движущимся центральным толкателем показан на рис. 105в, а график изменения ускорения толкателя - на рис. 105г.

Кулачковый механизм применяется в системе газораспределения детандера, обеспечивает работу впускных и выпускных клапанов и имеет принудительный внешний привод (на рисунке не показан).

Исходные данные для проектирования и исследования механизмов детандера приведены в табл. 105-1 и 105-2.

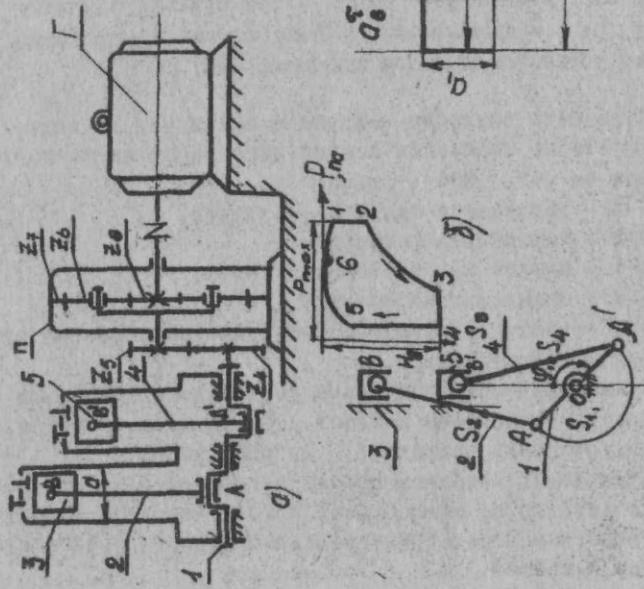
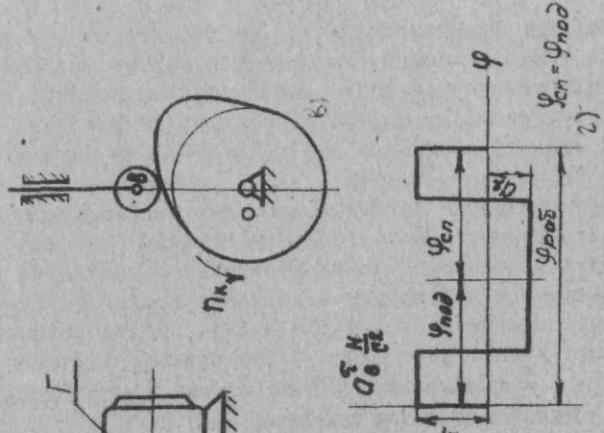


Рис. 105



2)

6)

таблица 105-1

Исходные данные

№ пп	Параметр	Обозна- чение	Единица измере- ния	Числовые значения для вариантов				
				A	B	В	Г	Д
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Частота вращения кривошипа 1	n_1 V_B	s^{-1} $m \cdot c^{-1}$	6,5 2,4	6,5 2,5	6,5 2,5	6,5 2,3	6,5 2,3
2	Средняя скорость поршня 3 и 4	λ_1	λ_{AB}	-	4,5	4,5	4,5	4,5
3	Отношение длины шатуна 2 к длине кривошипа 1	λ_2	$\frac{\lambda_{AO}}{\lambda_{AS}}$	-	-	-	-	-
4	Относительное положение цент- ра масс шатуна 2	λ_{23}	λ_{AS}	-	0,5	0,4	0,3	0,3
5	Диаметр цилиндра летандера	d	m	0,065	0,080	0,080	0,075	0,080
6	Максимальное давление воздуха в цилиндре	P_{max}	мПа	10	10	10	10	10
7	Масса поршня 3	m_3	кг	30	30	30	30	30
8	Масса шатуна 2	m_2	кг	20	20	20	20	20
9	Момент инерции шатуна относ- тельно центра масс	J_{2S}	кг · м ²	0,2	0,3	0,2	0,3	0,2
10	Момент инерции вала кривошипа 1 (без маховика)	J'_1	кг · м ²	1,2	2,0	2,0	2,5	2,0
11	Момент инерции планетарного редуктора II и звучатых колес 2 ₁ и 2 ₅ , приведенный к кривошипному валу I	J_P	кг · м ²	0,30	0,30	0,31	0,32	0,35

Продолжение табл. 105-1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
12.	Момент инерции якоря генератора J_g	кг·м ²	0,3	0,8	0,3	0,3	0,3	0,3
13.	Коэффициент неравномерности вращения кривошипного вала 1	-	1/25	1/28	1/25	1/28	1/25	1/25
14.	Угловая координата для силового расчета	град	60	60	60	60	60	60
15.	Переводное отношение планетарного редуктора II	-	3,75	2,5	3,75	3	3	3
16.	Число сегментов в планетарном редукторе	к	-	3	3	3	3	3
17.	Угол рабочего профиля кулачка	град	120	110	120	130	120	120
18.	Частота вращения кулачка	об/мин	0,0080	0,0070	0,0060	0,0060	0,0060	0,0060
19.	Ход толкателя	мм	-	-	-	-	-	-
20.	Допустимый угол давления в кулачковом механизме	град	30	25	30	25	25	25
21.	Отношение ускорений толкателя	з ₁ /з ₂	-	2,5	1,5	1,5	2	2
22.	Число зубьев колес:	з ₁	-	18	21	19	22	22
23.	Модуль зубчатых колес	мм	5	5	5	5	5	5

Задание № 106
ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ДВС
КОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКИ

ДВС - компрессорная установка, пред назначенная для перекачки газов, - представляет У-образную поршневую машину, у которой слева расположен цилиндр двигателя внутреннего сгорания, а справа - цилиндр компрессора. Кривошипно-ползунный механизм (рис. 106а) 1-2-3 и 1-4-5 обоих цилиндров одинаков, а диаметры поршней - разные. Угол развала осей цилиндров равен 90°.

Рабочие процессы в цилиндрах, протекающие при различных значениях максимального давления $P_d^{\max} > P_k^{\max}$, соответствуют одному обороту коленчатого вала. Для поддержания требующейся равномерности движения с заданным δ установлен на коленчатом валу 1 маховик 10 (рис. 106а).

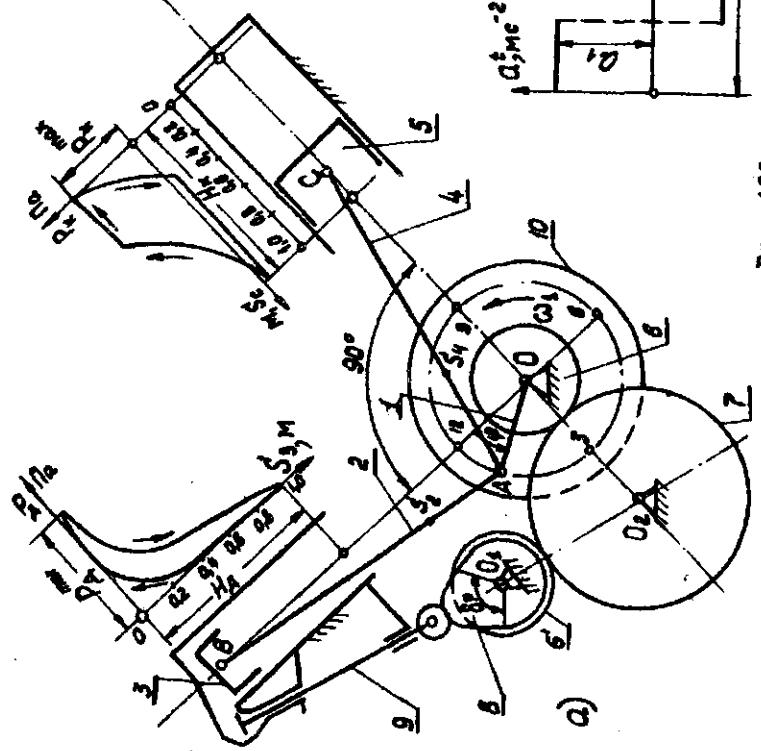
При движении поршня 3 двигателя вниз происходит расширение продуктов сгорания и давление в цилиндре снижается от P_d^{\max} до P_d ; при движении вверх - всасывание и сжатие. При этом поршень 5 компрессора идет вначале вниз, всасывая газ (участок 12-8 траектории т. А), а затем, сжимая его до

P_k^{\max} и нагнетая в резервуар (участок 3-6-9). Для поддержания установленного режима движения должно поддерживаться равенство работ в левом и правом цилиндре ($A_d = A_k$), которое обеспечивается за счет выбора соответствующей величины $P_d^{\max} \approx P_k^{\max} (d_k/d_d)^2 / (\gamma_d/\gamma_k)$.

Характер изменения давления в цилиндрах по ходу поршней 3 и 5 представлен индикаторными диаграммами ДВС и компрессора (рис. 106а), данные для построения которых приведены в табл. 106-2.

Перемещение клапанов ДВС осуществляется кулачковым механизмом 8-9, расположенным на корпусе цилиндра и приводимым в движение зубчатой передачей 6-7-6' от коленчатого вала 1. Закон изменения ускорения толкателя показан на рис. 106б.

Для привода счетчика расхода используется планетарный механизм 11-12-14-14-Н (рис. 106в), центральное колесо которого соединено с валом 1, а ведущее Н со счетчиком расхода.



Plc. 106

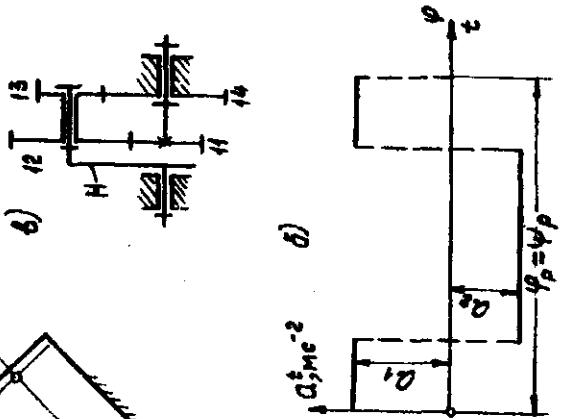


Таблица 106-1

Исходные данные

№ пункта	Параметр	Однозначное значение Единица измерения	Числовые значения для вариантов					
			А	Б	В	Г	Д	Е
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Средняя скорость поршня компрессора	$V_{ср}$ м/с	6,0	5,2	5,95	6,4	6,0	6,0
2	Частота вращения коленчатого вала	n_1 с ⁻¹	12,5	18,0	13,5	16,0	15,0	15,0
3	Относительное положение центра масс шатуна 2 (ДВС)	$\lambda_1 = \frac{l_{AS1}}{l_{AB}}$	—	0,30	0,32	0,34	0,36	0,36
4	Относительное положение центра масс шатуна 4 (компрессор)	$\lambda_2 = \frac{l_{AS2}}{l_{AC}}$	—	0,40	0,42	0,43	0,44	0,45
5	Отношение длины шатуна 2 к длине кривошипа 1	$\lambda_{4F} = l_{AC}/l_{CA}$	—	4,06	4,50	4,4	4,5	4,6
6	Диаметр цилиндра ДВС	d_3 м	0,125	0,115	0,12	0,12	0,125	0,125
7	Диаметр цилиндра компрессора	d_5 м	0,23	0,22	0,24	0,26	0,26	0,25
8	Максимальное давление в цилиндре компрессора	P_5^{max} МПа	1,18	1,22	1,20	0,98	1,10	1,10
9	Масса шатуна 2 и 4	м ₂₊₄ т _ш	12	11	13	14	13	13
10	Масса поршня 3	м ₃ кг	10,0	11,0	11,5	12,0	11,8	11,8
	Масса поршня 5	м ₅ кг	15,0	14,0	16,0	17,0	16,0	18,0

Продолжение табл. 106-1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
11	Момент инерции ватуна относительно оси, проходящей через центр масс	$J_{S_2} = J_{S_k}$	кг·м ²	0,32	0,33	0,34	0,35	0,36
12	Момент инерции коленчатого вала	J_{S_1} кг·м ²	0,10	0,11	0,09	0,08	0,10	
13	Механический КПД двигателя компрессора	η_g	-	0,770	0,785	0,795	0,78	0,800
14	Коэффициент неравномерности вращения вала 1	ξ	-	0,84	0,83	0,87	0,85	0,92
15	Момент инерции вращающихся звеньев привода звезды 1 (дисковика)	$J_{\text{пр}}$ кг·м ²	1,25	1,26	1,28	1,3	1,20	
16	Угловая координата для синусового расчета	9.	град	30	60	90	120	150
17	Угол рабочего профиля кулака	Ψ_p h_q	град	198 0,010	158 0,008	126 0,006	158 0,008	188 0,010
18	Ход толкателя кулачка	[Σ]	град	30	36	38	26	30
19	Максимально допустимый угол давления в кулаковом механизме	е	м	0	0,005	0,006	0,004	0,006
20	Внеосность толкателья кулачкового механизма	α_1 / α_2	-	2,0	1,5	1,8	1,6	1,7
21	Отношение ускорений толкателя							

Продолжение табл. 106-1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
22	Число зубьев 6..7	z_6 z_7	-	10	11	12	13	9
23	Угол наклона линии зуба для колес 6..7	β_m	град	20	22	24	26	18
24	Модуль зубчатых колес 6 и 7	m	м	0,004	0,006	0,004	0,005	0,005
25	Число сателлитов планетарного редуктора	к	-	3	3	3	3	4
26	Передаточное отношение планетарного редуктора	χ_{14-14}	-	28	32	24	27	35

Таблица 106-2
Давление в цилиндрах двигателя и компрессора в долях максимального давления в зависимости от положения поршней

Относительное перенапряжение поршня (в долях хода Н) давление газа	$\frac{P_{\text{рас}}}{P_{\text{раск}}} = \frac{P_{\text{рас}}}{P_{\text{раск}}}$		$\frac{P_{\text{рас}}}{P_{\text{раск}}} = \frac{P_{\text{рас}}}{P_{\text{раск}}}$	
	вниз в цилиндре ДВС в долях $P_{\text{раск}}$ при движении поршня	вверх	вниз в цилиндре компрессо- ра (в долях $P_{\text{раск}}$) при движении порш- ня	вверх
0,04	-0,1	0	0,034	0,9
0,08	-0,1	0,001	0,068	0,8
0,12	-0,1	0,005	0,082	0,7
0,18	-0,1	0,014	0,10	0,6
0,27	-0,1	0,025	0,130	0,5
0,38	-0,1	0,045	0,170	0,4
0,55	-0,1	0,079	0,238	0,3
1,0	-0,1	0,114	0,340	0,2
1,0	0,30	0,204	0,502	0,1
	0,318	0,863	0,05	
	0,5	1,0	0,02	
	0,863	0,863	0	
1,0	1,0	0,863	0	

Задание № 107
**ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ДВИЖЕНИЯ
АВТОМОБИЛЯ-РЕФРИЖЕРАТОРА**

Механизм движения автомобиля (рис. 107а) состоит из двигателя 16, раздаточной коробки 17, компрессора 22 ходильной установки, коробки скоростей 23, карданныго вала 24 и ведущего моста 25, объединяющего в одном агрегате главную передачу, дифференциал и полуси колес.

От раздаточной коробки через зубчатую передачу муфту 20 и планетарный редуктор 21 (рис. 107д) движение передается компрессору холодильной установки.

Двигатель внутреннего сгорания - четырехтактный, трехцилиндровый с вертикальным рядным расположением цилиндров (рис. 1076).

Основной механизм двигателя состоит из трех одинаковых кривошипо-ползунных механизмов, кривошки которых размещены на общем коленчатом валу со сдвигом в 120° (рис. 107г). Шатуны 2,4,6 и поршни 3,5,7 перемещаются в параллельных плоскостях. Рабочий цикл четырехтактного двигателя совершается за два оборота коленчатого вала, а рабочие процессы в каждом цилиндре повторяются со сдвигом в 240° .

Характер изменения давления в цилиндрах в зависимости от хода поршня показан на индикаторной диаграмме (рис. 107а); данные для ее построения приведены в табл. 107-Л.

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

На рис. 1076 показан кулачковый механизм с поступательно-движущимся толкателем привода выпускного клапана 10, 11, 12, 13.

На рис. 107^е дан закон изменения ускорения толкателя 11 по углу поворота кулачка.

Примечания. 1. Закон движения в переходном режиме определяется на второй передаче при изменении скорости автомобиля от $V_{\text{ нач }} = 0$ до $V = 20 \text{ км/ч}$.

2. Считать, что на компрессор холодильной установки расходуется 0,1 средней мощности двигателя.

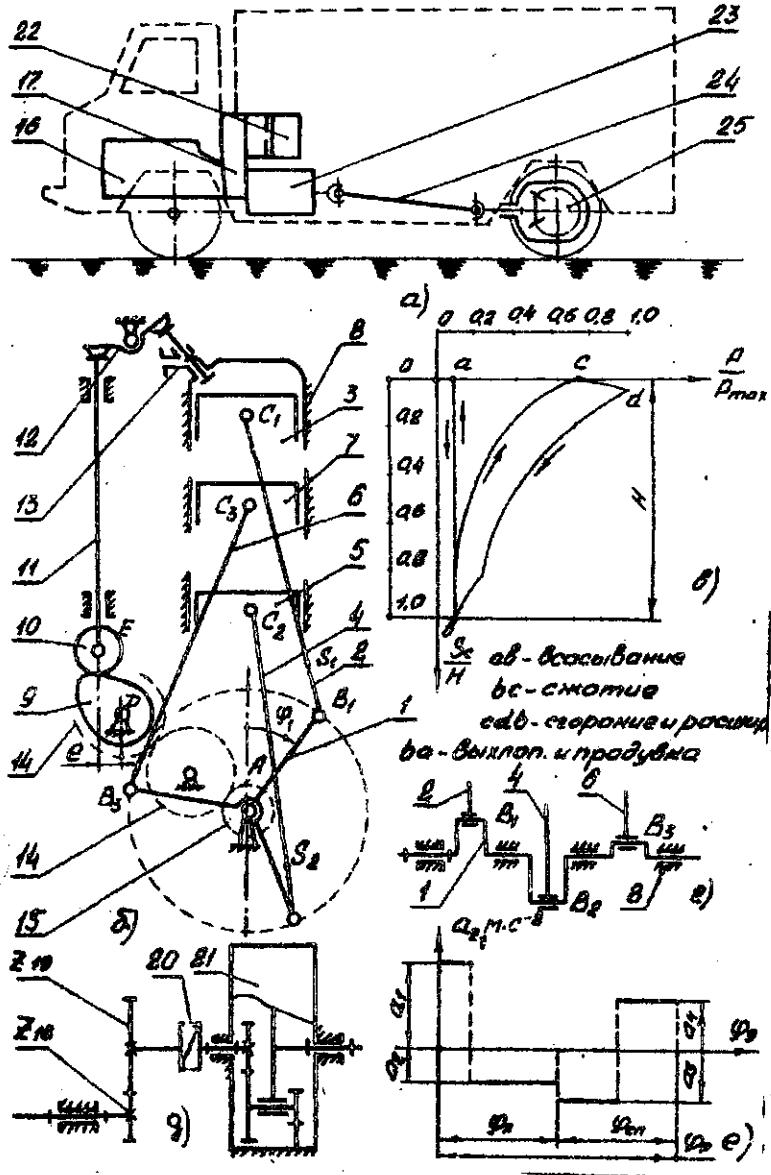


Рис. 107

Таблица 107-1

Исходные данные

пп	Параметр	Обозначение	Единица измерения	Числовые значения для вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
1	Средняя скорость поршня	$V_{ср}$	м/с	11,73	12	13	12,6	12,8
2	Диаметр цилиндров	d	м	0,102	0,1	0,106	0,108	0,104
3	Отношение длины шатуна к длине кривошипа	$\lambda_2 = \frac{l_{BC}}{l_{AB}}$	-	4,5	4	3,8	4,2	4,3
4	Отношение расстояния от центра нижней головки шатуна до его центра масс к длине шатуна	$\lambda_3 = \frac{l_{BS_2}}{l_{BC}}$	-	0,25	0,26	0,27	0,28	0,24
5	Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр масс	$J_{26} = J_{45} = J_{65}$	кг·м ²	0,0095	0,0094	0,0096	0,0095	0,0095
6	Масса шатуна	$m_2 = m_4 = m_6$	кг	0,87	0,86	0,85	0,87	0,85
7	Масса поршня	$m_3 = m_5 = m_7$	кг	0,9	0,91	0,9	0,91	0,9
8	Максимальное давление в цилиндрах при полной подаче топлива	P_{max}	Па	72·10 ⁵	71·10 ⁵	73·10 ⁵	71·5·10 ⁵	72·5·10 ⁵
9.	Частота вращения коленчатого вала двигателя	n , тыс.	с ⁻¹	53,9	53,3	55	53,3	55
10.	Приведенный к валу двигателя момент инерции вращающихся деталей привода	J_T	кг·м ²	3,2	3,1	3,0	3,3	3,25

Продолжение табл. 107-1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
11. Полная масса автомобиля	тонн	кг	1500	1450	1550	1475	1525	
12. Перегаточное отношение главной передачи ведущего моста	чел.	-	4,7	4,6	4,65	4,75	4,7	
13. Перегаточное отношение коробки скоростей на II передаче	чел.	-	4,9	5,85	4,88	4,54	4,86	
14. Максимальная скорость автомобиля	Установ.	км/ч	100	100	120	100	110	
15. Начальная скорость автомобиля при разгоне на II передаче	Установ.	км/ч	11,0	10,0	11,0	12,0	13,0	
16. Угловая координата кривошипа цилиндра в начальне работы	Число	град	0	0	0	0	0	
17. Момент сопротивления на коленчатом валу двигателя от движущегося автомобиля	Мс	Н.м	85	84	86	87	85	
18. Угловая координата кривошипа цилиндра для следового расчета	Ч,	град	30	60	90	120	150	
19. Модуль зубчатых колес Z_{18} и Z_{19} коробки отбора мощности	м	мм	3,0	4,0	3,0	4,0	3,0	
20. Число зубьев	Z_{18} / Z_{19}	-	16/15	14/18	15/18	16/20	14/16	
21. Передаточное отношение планетарного редуктора	Число	-	4	4	3,5	3,5	3	
22. Число сателлитов планетарного редуктора	К	-	3	3	3	3	3	
23. Ход толкателя в приводе выпускного клапана	м	м	0,01	0,012	0,014	0,01	0,015	

Продолжение табл. 107-1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
24. Попустительный угол давления в кулаковом механизме	У	град	28	30	32	28	35	
25. Угол рабочего профиля кулака	α_1 / α_2	град	120	120	115	130	120	
26. Отношение ускорений толкателей	α_3 / α_4	-	3	3	2	1,5	3	
27. Отношение углов поворота кулака при подъеме и опускании клапана	φ_1 / φ_2	ч	2	2	2	1	1	
28. Эксцентриситет толкателя	е	м	0,008	0,004	0	0,005	0,004	
29. Диаметр колеса автомобиля	D_K	м	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	

Таблица 107-2

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

Путь подъема (в АСИИХ да Н)	$\frac{S_e}{n}$	0	0,03	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,90	0,95	1,0
Всасывание	$\frac{P}{P_{так}}$	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
Сжатие	$\frac{P}{P_{так}}$	0,6	0,45	0,39	0,3	0,19	0,13	0,08	0,06	0,02	0,015	0,01	0,015	0,02	0,02
Сгорание и расширение	$\frac{P}{P_{так}}$	0,6	1,0	0,9	0,7	0,49	0,38	0,29	0,23	0,19	0,16	0,14	0,07	0,04	0,02
Выхлоп и продувка	$\frac{P}{P_{так}}$	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02

Задание № 108
ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ КРИВОШИПНОГО
ГОРЯЧЕЙ ТАМПОВОЧНОГО ПРЕССА

Кривошлипный горячетамповочный пресс (КГШП), схема которого изображена на рис. 108а, предназначен для изготовления деталей горячей объемной штамповкой.

От вала электродвигателя 1 через клиновременную передачу, состоящую из шкива 2 и маховика 3, установленного на одном валу с шестерней 4, движение передается на зубчатое колесо 5. Кинематическое замыкание цепи 1 - 5 с основным кривошлипно-ползунным механизмом, состоящим из эксцентрика 7, шатуна 8 и ползуна 9, осуществляется с помощью пневматической муфты 6.

Пресс работает в режиме единичных ходов. При выключенной муфте основной механизм пресса неподвижен, причем ползун 9 находится в крайнем верхнем положении. При включении муфты 6 (предполагается ее мгновенное включение) движение передается на эксцентрик 7, шатун 8 и ползун 9. Ползун движется вниз, деформирует поковку и поднимается в исходное положение, после чего муфта выключается, электродвигатель разгоняет маховик 3 и совершается следующий ход основного механизма. Зависимость технологического усилия от хода ползуна представлена на рис. 108б. Характеристика электродвигателя имеет вид, приведенный на рис. 108в; аналитическая зависимость ее описывается системой

$$M_g = 2M_k \left(\frac{S}{S_k} + \frac{S_k}{S} \right),$$

$$S = i - n/n_0, S_k = i - n_k/n_0, n \geq n_k,$$

где n_0 - синхронная частота вращения ротора электродвигателя, n_k , M_k - критическая частота и момент ротора электродвигателя.

В состав средств автоматизации входит планетарный редуктор (рис. 108г) и кулачковый механизм с дисковым кулачком и поступательным толкателем (рис. 108д). Закон движения толкателя определяется второй передаточной функцией $S_{4\psi} = A \cos \psi$.

Примечание: Коэффициент трения в шарнирах основного механизма $f = 0,03$, в поступательной паре $f_n = 0,1$.

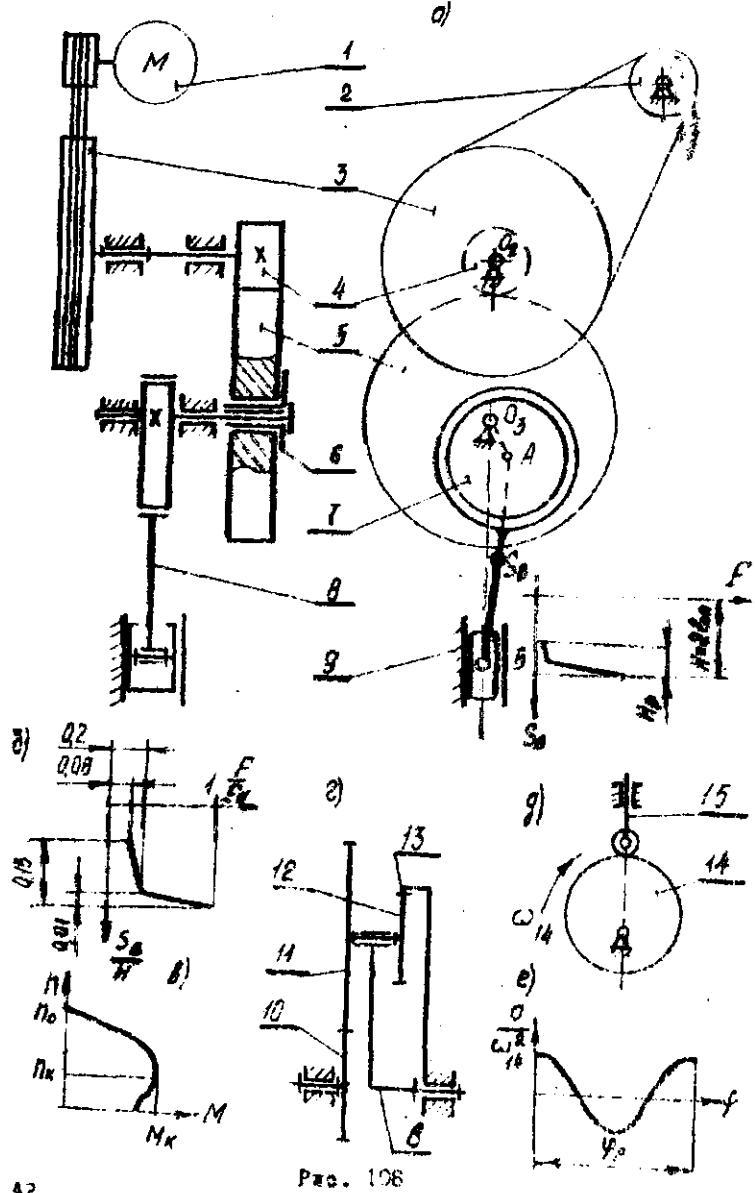


Рис. 106

42

Таблица 108

Исходные данные

№ пп	Параметр	Обозначе- ние	Числовые значения вариантов					
			A	B	C	T	Z	λ
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Наименьшее усилие деформиро- вания	F_1	ЖН	6,8	10	25	16	10
2	Ход ползуна	h	м	0,46	0,4	0,35	0,3	0,25
3	Отношение длины матуна 6 к длине краевинки	λ_6	-	7,2	6,7	6,3	6,3	6,3
4	Отношение расстояния центра масс матуна 6 по оси шарнира 3 к длине матуна 9	λ_{58}	-	2/8	2/8	2/3	2/3	2/3
5	Масса ползуна 9	m_9	т	80	50	20	12	8
6	Масса матуна 6	m_6	т	50	30	15	8	6
7	Диаметр эксцентрика	d_4	м	1,29	1,09	0,9	0,755	0,61
8	Диаметр оси шарнира 0 ₃	d_0	м	0,82	0,68	0,56	0,45	0,36
9	Диаметр оси шарнира В	d_B	м	0,40	0,335	0,25	0,21	0,185
10	Перематочное отношение всего механизмов	η_{15}	-	22,5	18,6	15,1	12,8	17,6
11	Момент инерции всех враща- ющихся масс, приподнятой к заху краевинки	J_1	$\text{т} \cdot \text{м}^2$	240	140	40	14	8
12	Момент инерции эксцентрика к связанный с ним полуярути 6	J_3	$\text{т} \cdot \text{м}^2$	4	2	0,5	0,3	0,15

	2	:	3	4	5	6	7	8	9
13	Синхронная частота вращения ротора электродвигателя	п.о.	с-1	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	25
14	Характеристическая частота вращения ротора электродвигателя	п.к.	с-1	9,7	12,3	11,5	11,5	11,5	19,5
15	Критический момент на валу электродвигателя	М _к	кН·м	7,63	5,24	3,09	2,17	0,723	
16	Число зубьев колес 4,5	z ₁ /z ₅	-	12/66	12/59	11/73	10/47	10/52	
17	Модуль зубчатых колес 4,5	m	мм	40	32	25	20	16	
18	Передаточное отношение планетарного редуктора	u _{10b}	-	-	22	15	13	17	
19	Число сателлитов планетарного редуктора	x	-	-	3	3	3	3	
20	Ход толкателя 15 кулачкового механизма	h	м	0,2	0,18	0,16	0,14	0,12	
21	Частота вращения кулачка	n _к	с-1	0,57	0,55	1	1,5	1,33	
22	Угол рабочего профиля кулачка	ψ _р	град	36°	270	180	90	180	
23	Допустимый угол давления	ψ _д	град	20	30	35	30	30	

Силовой расчет производить в последнем механизме, соответствующем началу деформирования заготовки

Задание № 109 ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ БУРОВОЙ УСТАНОВКИ

Буровая установка (рис. 109а) состоит из бурового станка 1, сообщающего вращательное движение буровому инструменту, грузоподъемного устройства 5, осуществляющего подъем и опускание бурового инструмента и труб в скважине, коробки передач 3, соединенной с дизельным двигателем 2, муфтой сцепления 4.

Дизельный двигатель представляет 12-цилиндровую вертикальную двухтактную машину с равномерным чередованием работы цилиндров, основным механизмом которой является кривошипно-ползунный (рис. 109б). Цикл работы двухтактного двигателя внутреннего сгорания соответствует одному обороту его коленчатого вала 21. Характер изменения давления в цилиндре двигателя представлен индикаторной диаграммой (рис. 109в), данные для построения которой приведены в табл. 109-2.

Очистка цилиндра двигателя от продуктов сгорания осуществляется через клапаны 24, открываемые посредством кулачкового механизма. Кулачковый распределительный вал 25 кинематически связан с коленчатым валом 21 зубчатой передачей, не показанной на рисунке. Кулачковый вал вращается с угловой скоростью, разной угловой скорости коленчатого вала, и перемещение клапана строго связano по фазам с положением коленчатого вала, а следовательно, и с положением поршня. Закон изменения давления ускоренное поступательно движущегося толкателя клапана 24 показан на рис. 109г.

Буровой инструмент поднимается из скважины во колонне бурильных труб 6 тросом 7, наматываемым на барабан лебедки 5. Трубы, а их в колонне не один десяток, в процессе подъема и спуска инструмента разъединяются и соединяются неоднократно. По этой причине спуско-подъемные операции в бурении по затратам времени занимают первое место. С целью снижения затрат времени на подъем инструмента согласованы характеристики двигателя и нагрузку на лебедку выбором оптимального передаточного отношения. В качестве критерия при выборе оптимального передаточного отношения используют угловое ускорение барабана лебедки

иля продолжительность цикла подъема одной секции трубы¹. Кинематическая схема коробки передач и планетарного механизма лебедки показана на рис. 109². Барабан лебедки 5 соединен с зубчатым колесом 8 планетарного механизма, зубчатое колесо 11 которого в режиме подъема остановлено тормозом 12. В режиме спуска тормоз 12 отпускается, и скорость спуска регулируется тормозом 13. Передаточное отношение коробки передач меняется перемещением блока зубчатых колес 14, 16, 18, установленных на шлицевом валу 20. Зубчатые колеса 14, 16, 18 вводятся в зацепление с зубчатыми колесами 15, 17, 19, закрепленными на валу 26, соединенном с ведущим 27 планетарного механизма.

Требуется определить закон движения барабана лебедки в процессе подъема при разгоне двигателя с нулевыми начальными условиями при расчетном оптимальном передаточном отношении u_{opt} . Исходные данные для проектирования приведены в табл. 109-1.

Примечания: 1. Момент сопротивления M_c^{np} на валу барабана и приведенный к барабану момент инерции груза J_b^{np} рассчитываются по формулам

$$M_c^{np} = m_{cp} \frac{D_\delta}{2} g; J_b^{np} = m_{cp} \cdot \left(\frac{D_\delta}{2} \right)^2,$$

где $g = 9,81 \text{ м.с}^{-2}$, D_δ - диаметр барабана, m_{cp} - масса бурового инструмента и труб.

2. Оптимальное передаточное отношение коробки передач в планетарного редуктора определяется из условий обеспечения максимального ускорения барабана лебедки при подъеме по формуле³

$$u_{opt} = \frac{M_c^{np}}{M_{q,p}^{np}} + \sqrt{\left(\frac{M_c^{np}}{M_{q,p}^{np}} \right)^2 + \frac{J_b^{np}}{J_q^{np}}},$$

где $M_{q,p}^{np}$ - средний за цикл момент двигателя,
 J_q^{np} - приведенный к коленчатому валу момент инерции звеньев двигателя.

¹ См., Использование ЭВМ в курсах теории механизмов и машин / под ред. Б.И.Кргкова, И.В.Леонова, А.Г.Тимофеева. - М.: изд. МГТУ, 1989.
² Там же.

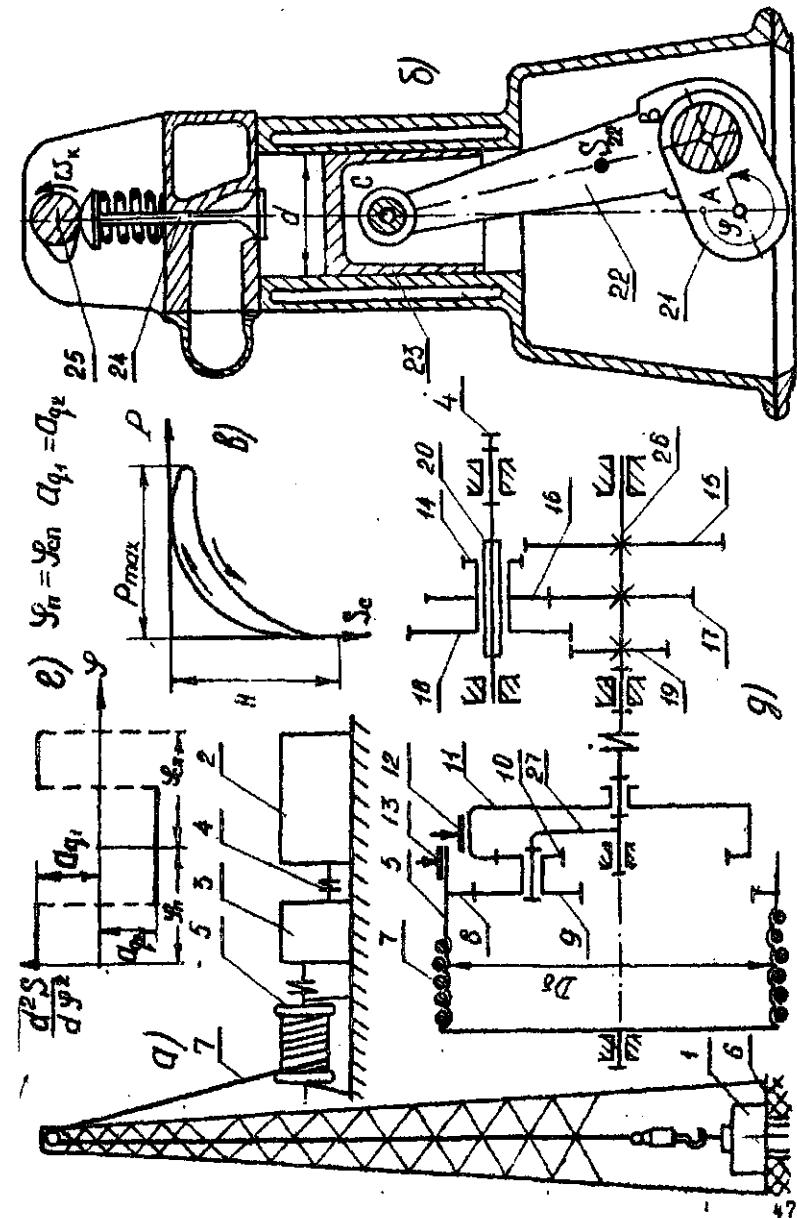


Рис. 109

ПРИЛОЖЕНИЕ

№ п/п	Параметр	Обозначе- ние	Единица измере- ния	Числовые значения для вариантов					
				A	B	C	D	E	F
2	Средина скорости пор- тала	(V) ₄₉	м/с	4,0	6	8	12	16	18
3	Отношение длины звукотра- нспонтера к радиусу	λ_2	-	4,4	4,2	4,4	4,4	4,4	4,4
4	Отношение частоты от- ражения ко частоте прелом- ления в звукотранспонтере	λ_4	-	0,30	0,3	0,32	0,32	0,32	0,32
5	Частота звуков на но- тационном движиме	Ω_1	с ⁻¹	0,4	12,6	10,6	25,2	33,6	0,24
6	Максимальное давление в цилиндре двигателя	P _{так}	Па	44.10 ⁵	44.10 ⁵	44.10 ⁵	44.10 ⁵	44.10 ⁵	44.10 ⁵
7	Масса звукотра- нспонтера	m ₂₂	кг	12	14	16	18	20	22
8	Масса звукотра- нспонтера	m ₂₃	кг	14	16	18	20	22	22
9	Момент инерции звукотра- нспонтера относительно оси, про- ходящей через его центр масс	J _{22,5}	кг·м ²	1,0	1,2	1,3	1,4	1,5	1,5
10	Момент инерции колен- чатого звена с учетом в- еса	J ₂	кг·м ²	10	10	10	10	10	10

Продолжение табл. 109-1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
11.	Масса бурового инструмента и труб	m_{1F}	кг	2·10 ⁴				
12.	Диаметр передней лебедки	D ₆	м	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
13.	Угловая координата кронштейна (стенки) для силового расчета	φ_1	град	30	30	30	30	30
14.	Число зубьев колес 14, 15	Z_{14}, Z_{15}	-	16,20	14,22	15,21	15,20	14,24
15.	Модуль зубчатых колес 14, 15 (неподвижное колесо 11)	m_{14}, m_{15}	мм	6	8	8	8	6
16.	Передаточное отношение плане- тарного механизма лебедки	u_{68}	-	22	25	28	31	34
17.	Число зубчатых колес плане- тарного механизма	n	к	10	10	10	10	10
18.	Число сателлитных блоков в планетарном механизме	φ'	к	-	2	2	2	2
19.	Число толкателей клапана двига- теля	n	шт	0,02	0,022	0,024	0,026	0,025
20.	Угол начала подъема клапана до НЧР	φ'	град	60	50	55	55	60
21.	Угол конца закрытия клапана после НЧР	φ''	град	60	70	55	65	60
22.	Ногу стопы угол давления в кузовном механизме	[γ]	град	30	35	35	40	40

Tadzhika 109-2

Отношение давления в цилиндре двигателя к максимальному давлению в зависимости от положения поршня

координаты поршня (в долях хода)	$\frac{S_e}{H}$	0	0,025	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9 I,0
отложение текущего расстояния от макси- мального	$\frac{P}{P_{max}}$	0,860	1,0	0,860	0,60	0,34	0,24	0,17	0,13	0,10	0,082	0,068	0
		для движения поршня вниз от КМТ до НМТ											
		для движения поршня вверх от НМТ до ВМТ											
		0,860	0,5	0,32	0,200	0,113	0,073	0,045	0,025	0,014	0,006	0,001	0

Задание № 110
**ОБЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ПРИВОЛА
АЧАЮЩЕГОСЯ КОНВЕЙЕРА С ПОСТОЯННЫМ ДАВЛЕНИЕМ
ГРУЗА НА ДНО ШЕЛОВА**

С помощью катающегося конвейера могут транспортироваться в горизонтальном направлении различные материалы: уголь, торф, руда, песок, зерно и т.д.

Кенвейер (рис. 110а) состоит из желоба 1, опорных колес 2 и механизма привода, состоящего из кулисно-ползунного механизма со звеньями 3,4,5,6, соединенного с желобом 1, планетарного редуктора и зубчатой передачи.

Движение звено 3 кулисно-ползунного механизма (рис. 110б) передается от электродвигателя М через муфту, планетарный редуктор с зубчатыми колесами z_1 , z_2 , z_3 , z_4 и зубчатую передачу z_5 , z_6 .

Механизм привода сообщает желобу прямолинейное переносно-возвратное движение в горизонтальной плоскости. Характер изменения кинематических параметров желоба и груза при прямом и обратном ходах показан на рис. 110в.

Подача груза на желоб осуществляется специальным питателем (не показанным на схеме), заслонка которого закрывается и открывается с помощью кулачкового механизма (рис. 110д) с дисковым кулачком 9 и качающимся толкателем 10. График изменения ускорения толкателя 10 (α_t , φ_q) показан на рис. 110г.

Груз движется вместе с желобом тогда, когда сила трения между дном желоба и грузом будет равна или больше силы инерции, т.е. при условии $f_n \cdot m_g \geq m_a \cdot g$, или $a_x \leq f_n / g$, где f_n - коэффициент трения скольжения между грузом и желобом в песке, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ - ускорение силы тяжести.

Когда скрость ходоба убывает, а ускорение ходоба $a_{ж}$ будет отрицательным и больше $a_{ж} = f_m g$, т.е. $|a_{ж}| >$

$\geq \alpha_{kp} = f_3 g$, под воздействием накопленной кинетической энергии груз будет двигаться вперед, а сила трения между грузом и желобом $F_3 = f_3 m g$ будет препятствовать его-му движению. Здесь f_3 - коэффициент трения скольжения между грузом и желобом при движении.

В момент начала скольжения груза по желобу (точка A_H на рис. 110в) груз имеет начальную скорость, равную скорости желоба в этой точке, т.е. V_H .

Поскольку на груз действует сила трения груза о дно желоба, груз будет двигаться равномерно-замедленно со скоростью $V_g = V_H - \alpha' t$, где $\alpha' = \frac{f}{\mu g}$.

График сил трения, приложенных к желобу, строится с учетом графиков перемещения, скорости и ускорения желоба и груза в зависимости от угла поворота кулисы 3.

График перемещения и скорости строится для 12 положений механизма на основе планов положений и планов скоростей.

График ускорения строится методом графического дифференцирования графика скорости.

- Примечания:**
1. Центры масс S_3 и S_5 расположены на осях вращения O_3 и B соответственно.
 2. Центр массы S_6 шатуна 6 расположен посередине звена АС.
 3. Центр массы $S_{ж}$ желоба с грузом совпадает с осью, проходящей через точку С.
 4. Моменты инерции звеньев 3 и 5 определяются по формуле

$$J_{iS} = 0,12 m_i l_i^2.$$

5. Звено 4 считать невесомым.
6. При определении приведенного к ведущему звену 3 момента инерции от силы трения следует учитывать постоянную силу трения между желобом и направляющими $F_u = (m_r + m_k)g \cdot \frac{1}{2}$, и силу трения между грузом и желобом $F_t = mg \cdot \frac{f}{\mu}$ в период их относительного движения.
7. Кулаком 9 получает движение от кулисы (звено 3) через цепную передачу 8 с передаточным отношением $i_{3g} = 1$.
8. Ограничение колебаний угловой скорости звена 3 в пределах коэффициента неравномерности 6 обеспечивается маятником 7.

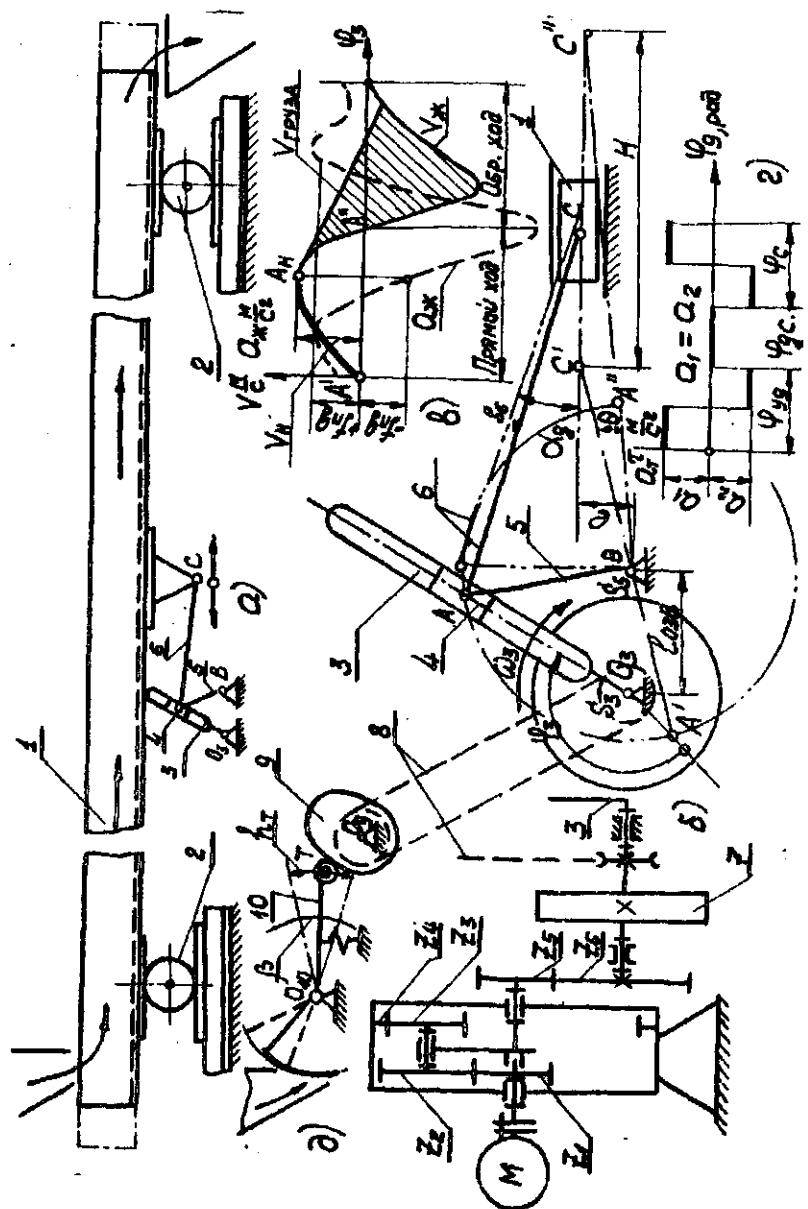


Рис. 110

Пл.	Параметр	Соотношение единиц измерения	Числовые значения для вариантов					
			A	B	C	D	E	F
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Частота вращения колеса на кулисах $\Omega_{\text{к}}$	$\Omega_{\text{к}} = \frac{\Omega_{\text{л}}}{\Omega_{\text{в}}}$	0,30	0,85	0,9	1,0	1,10	
2	Частота вращения электродвигателя	$\Omega_{\text{д}}$	0,24	24	24	24	24	
3	Ход желоба	$\Delta_{\text{х}}$	0,25	0,28	0,3	0,32	0,4	
4	Допустимый угол давления в кулисно-роликовом механизме	град	10	12	14	15	16	
5	Расстояние между опорами $S_{\text{м}}$	м	0,050	0,055	0,060	0,065	0,070	
6	О отношение длины кулисовых 5 к длине патуна $\lambda_{\text{кп}}$	$\lambda_{\text{кп}} = \frac{L_{\text{к}}}{L_{\text{п}}}$	-	0,25	0,28	0,30	0,32	0,35
7	Масса погодного метра звеньев 3,5,6	q ₁	50	60	60	50	50	
8	Масса: желоба	m ₁	300	250	300	250	400	
	груза в желобе	m ₂	5000	4000	4500	5000	5500	
9	Коэффициент трения скольжения между грузом и желобом: в покое в движении	f ₁ , f ₂	-	0,58	0,60	0,62	0,65	0,70
			-	0,3	0,32	0,35	0,36	0,38

Продолжение табл. 110-1

Пл.	2	3	4	5	6	7	8	9
10	Приведенный коэффициент трения в опорных консолях и их направлениях	δ_1	-	0,08	0,09	0,10	0,10	0,11
11	Суммарный приведенный к звену 3 момент инерции всех звеньев трех колес и ротора электродвигателя	$I_{\text{зв}}^{\text{пр}}$	кг·м ²	5,0	6,0	5,5	6,3	7,0
12	Коэффициент неравномерности вращения звена 3	δ_3	-	0,10	0,12	0,11	0,10	0,12
13	Угловая координата звена 3 для силового расчета	φ_3	град	120	150	150	120	150
14	Число зубьев колес 5 и 6	z_5/z_6	шт	24	18	14	15	10
15	Модуль всех зубчатых колес	m	4	4	4	4	4	
16	Число сателлитов планетарного редуктора	k	-	3	3	3	3	3
17	Величина подъема толкателя 10 кулисного механизма	$\beta_{\text{под}}$	м	0,045	0,050	0,035	0,040	0,050
18	Угол поворота толкателя 10 кулисного механизма	град	25	20	30	25	20	
19	Допустимый угол давления в кулисном механизме	$\lambda_{\text{ку}}$	град	30	35	40	30	40
20	Фазовый угол угла давления толкателя	$\vartheta_{\text{фд}}$	град	120	100	120	100	120
21	Фазовый угол дальнего стояния толкателя	$\vartheta_{\text{фдс}}$	град	120	100	120	100	120
22	Фазовый угол сближения толкателя	$\vartheta_{\text{фс}}$	град	120	120	100	120	120

СОДЕРЖАНИЕ

Задание № 101. Проектирование и исследование механизмов гидравлического подъемника автомобиля-самосвала.....	3
Задание № 102. Проектирование и исследование механизмов дозировочного сильфонного насоса.....	8
Задание № 103. Проектирование и исследование механизмов двигателя передвижной установки "мотор-генератор".....	18
Задание № 104. Проектирование и исследование механизмов криогенного поршневого детандера.....	20
Задание № 105. Проектирование и исследование механизмов двухцилиндрового поршневого детандера среднего давления.....	26
Задание № 106. Проектирование и исследование механизмов ДВС компрессорной установки.....	30
Задание № 107. Проектирование и исследование механизмов движения автомобиля-рефрижератора.....	36
Задание № 108. Проектирование и исследование механизмов криокомпактного горячепаяковочного пресса.....	42
Задание № 109. Проектирование и исследование механизмов буровой установки.....	47
Задание № 110. Проектирование и исследование механизма привода качающегося конвейера с постоянным давлением груза на дно желоба.....	59