

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»

Выпуск 7

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"
Выпуск 7

Под редакцией С.А.Полова

Данный сборник заданий издается в соответствии с учебным планом.

Рассмотрен и одобрен кафедрой "Теория механизмов" Б.02.80г., Методической комиссией факультета ОТ и Учебно-методическим управлением.

Рецензент к.т.н. доц. Бурмистров Б.А.

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

Авторы:

С.А.Полов (разделы "Содержание и объем курсового проекта", "Требования к расчетно-пояснительной записке и графическим построениям" и задание № 99); И.Н.Ермакова (задания № 89,90,91); В.М.Старков (№ 91); Н.А.Глухов (№ 92); Г.А.Тимофеев (№ 93,97); А.А.Головин и Ш.М.Иманов (№ 94); Н.К.Колосова (№ 95); В.В.Каганова (№ 96); В.А.Грингот (№ 97); В.А.Никоноров (№ 98); А.В.Пятаев (№ 99); В.А.Суетин и И.Н.Кичин (№ 100)

Оглавление

Содержание и объем курсового проекта	3
Требования к расчетно-пояснительной записке и графическим построениям	5
Задания	17
Литература	72

Редактор Л.И.Толстой

Корректор В.Т.Карасева

Заказ 740 Объем 4,5 п.л. (4,4 уч.-изд.л.) Тираж 2000 экз.

Подписано к печати 05.06.80г. Цена 16 коп. План 1980 г., № 53

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

СОДЕРЖАНИЕ И ОБЪЕМ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовой проект включает графическую часть в объеме 4 листа формата А4 и расчеты (раздел "Расчетно-пояснительная записка") на 25-35 страницах формата А4.

Задание на курсовой проект является комплексным и предусматривает проектирование и исследование основных видов механизмов, которые объединены в систему (машину, прибор или устройство).

При выполнении курсового проекта обязательно прорабатываются такие вопросы:

1. Проектирование основного рычажного механизма и определение закона движения входного звена (графическая часть - лист № 1):

а) расчет основных размеров звеньев механизма по заданным условиям;

б) выбор динамической модели машины и определение ее параметров - суммарного приведенного момента и суммарного приведенного момента инерции;

в) определение закона движения механизма в переходном или установившемся режимах при заданных нагрузках на входном и выходном звеньях;

г) определение быстродействия механизма при работе в переходном режиме.

2. Силовой расчет рычажного механизма (графическая часть - лист № 2):

а) определение линейных ускорений центров масс и угловых ускорений звеньев; определение главных векторов и главных моментов сил инерции;

б) анализ силового нагружения входного, выходного и промежуточных звеньев механизма;

в) определение сил, действующих в кинематических парах механизма;

г) оценка погрешностей расчета углового ускорения динамической модели и сил (или моментов сил) на входном звене.

3. Проектирование зубчатой передачи и планетарного редуктора (графическая часть - лист № 3):

а) выбор коэффициента смещения исходного производящего контура, обеспечивающего требуемые свойства передачи;

- б) расчет геометрических параметров зубчатых колес и передачи;
- в) исследование станочного зацепления исходного производящего контура с меньшим нарезаемым колесом и профилирование зуба методом отгибания (включая переходную кривую на графике);
- г) построение схемы рабочего зацепления с обозначением основных размеров и элементов зубчатых колес и передачи;
- д) проектирование кинематической схемы зубчатого планетарного механизма (выбор числа зубьев колес) с учетом требуемого передаточного отношения, условий соседства сателлитов, соосности и ограничений при сборке многосателлитного редуктора.
4. Проектирование кулачкового механизма (графическая часть – лист № 4):
- а) согласование движения основного и вспомогательных механизмов при помощи циклограмм и тактограмм. Определение фазовых углов кулачка;
- б) построение графиков передаточных функций и графика функции положения толкателя по заданной форме графика его ускорения;
- в) выбор оптимальных размеров кулачкового механизма, обеспечивающего требуемый закон движения выходного звена, с учетом допустимых углов давления;
- г) построение графика углов давления в функции угла поворота кулачка.

Сроки выполнения отдельных этапов курсового проектирования определяются планами учебных занятий.

Относительная трудоемкость разработки отдельных разделов проекта примерно такая: 1-я группа перечисленных вопросов (лист № 1) – 40%; 2-я группа (лист № 2) – 20%; 3-я группа (лист № 3) – 20%; 4-я (лист № 4) – 20%.

Курсовой проект оценивается по итогам защиты и на основании качества его выполнения.

Лучшие проекты рекомендуются комиссией для участия в конкурсе по факультету и Учлидву. В каждом конкурсе предусмотрено три призовых места.

ТРЕБОВАНИЯ К РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКЕ И ГРАФИЧЕСКИМ ПОСТРОЕНИЯМ

1. Все страницы записки должны быть одинакового размера – формата А1 (297x210 мм). Текст пишется на одной стороне листа чернилами или пастой шариковой авторучки.

2. Страницы с четырех сторон обрамляются полями. Их размеры: слева – 30–35 мм, сверху и внизу – 15–20 мм, справа – не менее 10 мм.

3. В плане записи отражается последовательность работы над проектом. Отдельные его части выделяются краткими и точно сформулированными заголовками. Например:

§ 1. Исходные данные для проектирования.

§ 2. Определение основных размеров механизма.

§ 3. Кинематические характеристики механизма.

§ 4. Внешние нагрузки, действующие на механизм.

§ 5. Выбор динамической модели механизма и приведение к ней сил и моментов сил.

§ 6. Приведение к модели масс и моментов инерции звеньев.

4. Используемые расчетные формулы записываются сначала в буквенном выражении, затем в них подставляются цифровые значения и далее приводится результат вычислений с указанием обозначения единиц физических величин (размерности). Например:

$$M_{C3}^{np} = P_3 \cdot l_1 \left(\frac{v_C}{v_B} \right) = P_3 \cdot l_1 \left(\frac{r_C}{r_B} \right) = 1370 \cdot 0,035 \left(\frac{27}{60} \right) = 21,58 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$z_{a1} = m \left(\frac{z_1}{2} + h_a^* + \chi_1 - \Delta y \right) = 5 \left(\frac{11}{2} + 1 + 0,65 - 0,01 \right) = 16,45 \text{ мм}.$$

Обозначение единиц употребляется только после числовых значений величин и помещается в одной строке с ними.

5. Обозначение единиц физических величин приводится также в расшифровке формулы. Тогда оно отделяется от текста запятой, а сама расшифровка имеет такой же вид, как, в приведенном ниже примере:

$$M_{C3}^{np} = P_{C3} \cdot l_1 \left(\frac{v_C}{v_B} \right),$$

где M_{C3}^{np} – приведенный момент сил сопротивления, Н·м;
 P_{C3} – сила сопротивления, Н;
 l_1 – радиус кривошипа, м;

v_c/v_B - отношение линейных скоростей точек С и В.

6. Буквенные обозначения единиц, входящих в произведение, отделяются точками на средней линии. Например: Н.м; Па.с/м.

7. При употреблении буквенных обозначений в виде отношений единиц в качестве знака деления должна применяться только одна косая или горизонтальная черта. Например:

Правильно: $\frac{мм}{м \cdot с^{-2}}$.

Неправильно: $\frac{мм}{м/с^2}$.

8. При употреблении косой черты обозначения единиц в числителе и знаменателе следует помещать в строку, а произведение обозначений в знаменателе - заключать в скобки. Например: мм/(м.с⁻²); мм/(кг.м²).

9. Задание функций и результаты решения уравнения с большим объемом числовых данных рекомендуется приводить в записке в виде таблиц. Таблицы должны иметь номер и тематический заголовок. Например:

Таблица 3

Приведенные моменты заданных сил

Обозначение	Единица	Позиции механизма			
		0	I	II	III
P_{cs}	Н				
v_c/v_B	-				
$M_{cs}^{пр}$	Н.м				

10. Основной текст записки должен быть логичным и кратким в такой степени, чтобы точно выразить содержание расчетов, графических построений и выводов.

11. В тексте расчетно-пояснительной записки нужно давать ссылки на использованную литературу, а в конце приводить список последней.

12. Все страницы записки брошюруются и нумеруются. Титульный лист записки выполняется по установленному образцу (рис. 1).

13. Характер изменения расчетных параметров отражается на графиках.

МВТУ им. Баумана
Кафедра Теории механизмов
РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
 к курсовому проекту на тему
"Шаговый транспортер автоматической линии" (Задание №7, вариант Б)
Студент (Доценко Ш.А.) группа АМ123-52
Руководитель проекта (Попов С.А.)

Рис. 1

14. Оси абсцисс и ординат графика вычерчивают сплошными одинарными линиями толщиной не более 0,6 мм. Кривые на графиках — линиями с толщиной в пределах 0,8–1,2 мм. Обводка листов допускается только карандашом черного цвета.

15. На осях координат указываются обозначения и размерности величин. Размерности отделяются от буквенных обозначений запятой (рис. 2).

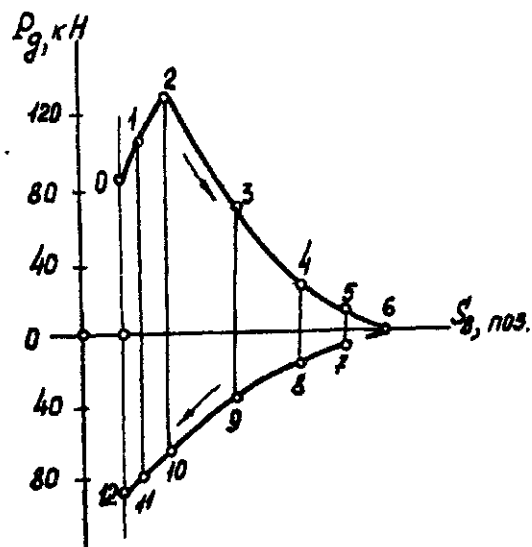


Рис. 2

16. Для определения значения величин оси координат градуируют (представляют в виде шкалы). Число градусных делений на шкалах должно быть минимально необходимым. Многозначные числовые значения, которые откладываются по осям координат, следует приводить в виде произведения целых чисел на некоторый постоянный множитель, который указывается при буквенном обозначении величины (рис. 3) или с использованием приставок, присоединяемых к наименованию единицы (см. рис. 2).

17. Координатная сетка на графиках может не вычерчиваться. Рекомендуется проводить ординаты тех точек графика, которые были получены расчетом или графическим построением (см. рис. 2,3).

18. Следует избегать графиков с большими свободными участками (не занятыми кривыми). Для этого числовые деления на осях координат следует начинать не с нуля, а с тех значений, в преде-

лах которых рассматривается функция; ноль на оси ординат в этом случае указывается с соответствующим разрывом по оси (см. рис.3).

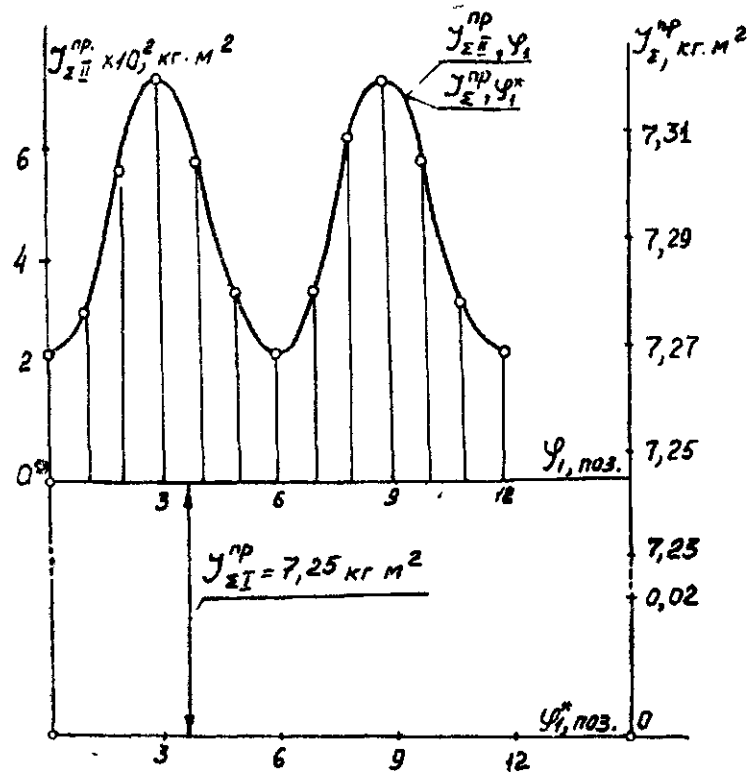


Рис. 3

19. Словесные надписи на осях координат не употребляются.

20. Толщина линий кривых на графике должна быть примерно в два раза больше толщины линий координатной сетки.

21. Точки на графике, которые получены в результате расчетов или графических построений, обозначаются кружочками диаметром 1,5–2 мм (см. рис. 2,3).

22. Кинематические схемы механизмов изображаются в соответствии с принятыми условными обозначениями и требованиями ГОСТ 270–66.

23. При изображении кинематических схем механизмов необходимо указывать масштаб чертежа.

Теория механизмов	Задания Варсиент	
	N7	Б
Шаговый трактор с автоматической линией	Лист 3 - лист 4	
	МВТУ Фрак. АМ гр. АМ123-52	
Курсовой проект	Проектирование зубч. передачи и редуктора	
	Исходный материал	Полное фото
	Учебник	Задача
	Конспект	Полное

Рис. 4

24. В графической части работы на каждом листе в правом нижнем углу ставится штамп установленной формы (рис. 4).

25. На графических построениях (планах механизмов, планах скоростей, ускорений, сил и т.п.) указываются соответствующие масштабы. Масштаб определяется отношением длины изображающего отрезка к числовому значению соответствующей физической величины.

Например:

$$\begin{aligned} \rho_{\dot{z}} &= 425 \text{ мм/м}; \\ \rho_{\dot{v}} &= 5,5 \text{ мм}/(\text{м}\cdot\text{с}^{-1}); \\ \rho_{\dot{a}} &= 0,18 \text{ мм}/(\text{м}\cdot\text{с}^{-2}); \\ \rho_{\dot{M}} &= 0,001 \text{ мм}\cdot\text{Н}; \\ \rho_{\dot{P}} &= 25 \text{ мм}/(\text{кг}\cdot\text{м}^2); \\ \rho_{\dot{A}} &= 19 \text{ мм/Дж}. \end{aligned}$$

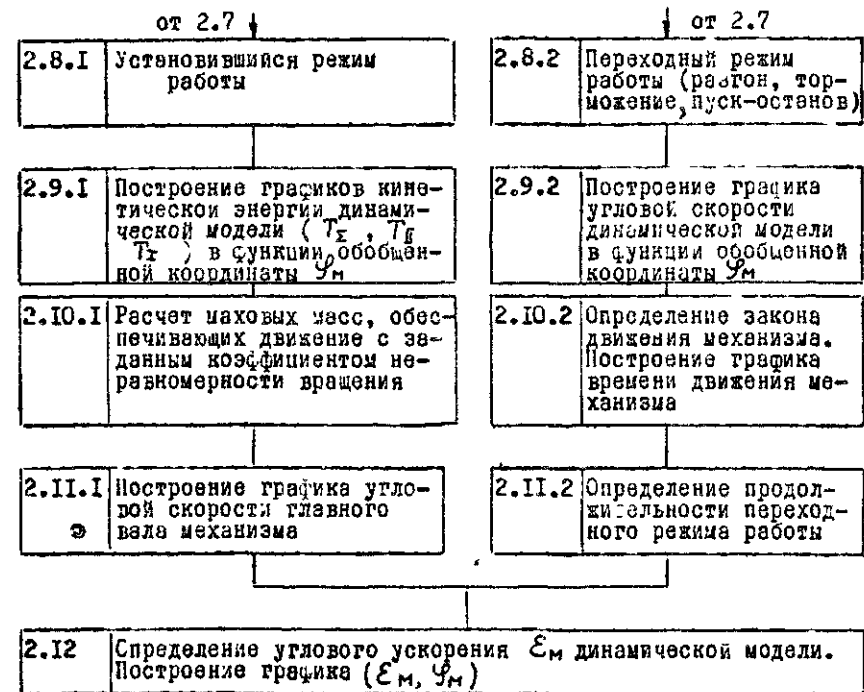
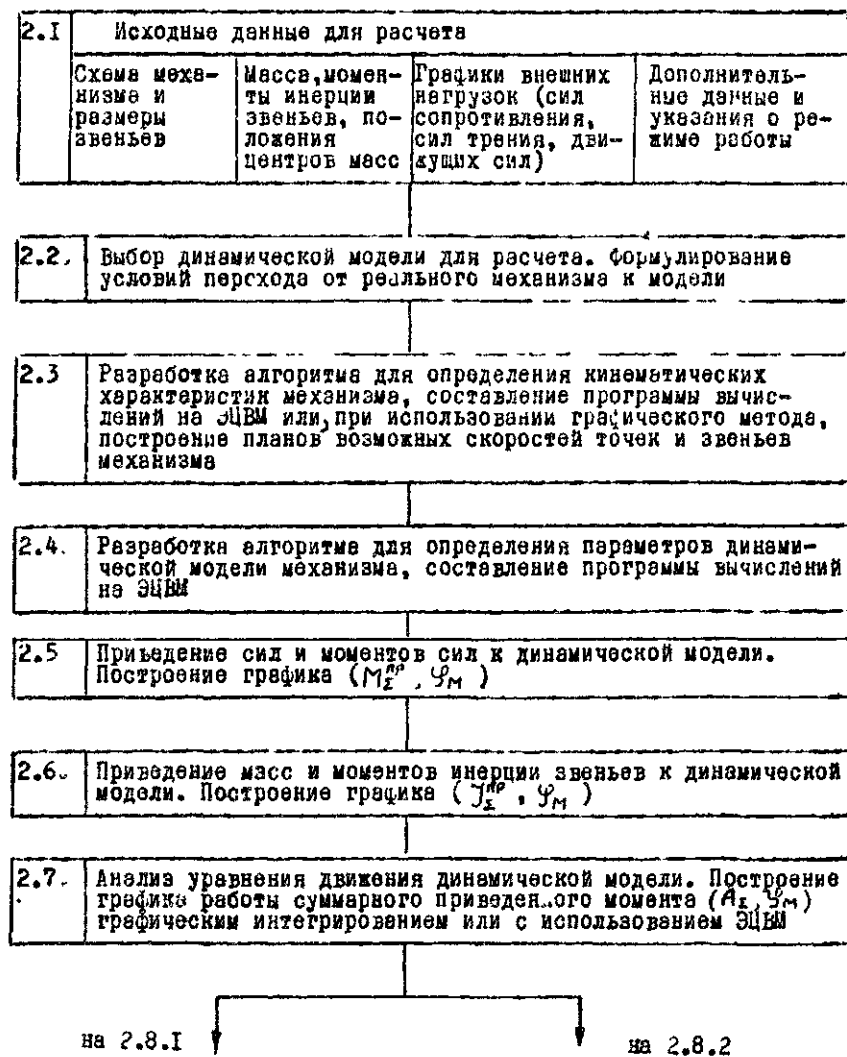
Числовые значения масштаба указываются также на осях тех графиков, которые используются для графических расчетов.

Последовательность основных этапов работы над курсовым проектом представлена далее в виде структурной схемы.

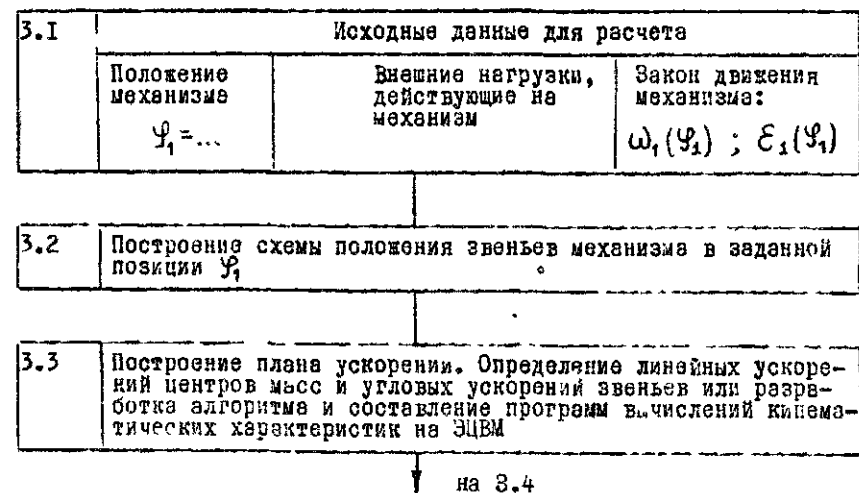
I. Проектирование рычажного механизма

I.1.	Исходные данные для проектирования
I.2.	Анализ влияния параметров кинематической схемы механизма на целевую функцию
I.3.	Выбор метода решения задачи синтеза механизма по заданным условиям и ограничениям
I.4.	Разработка алгоритма синтеза механизма. Расчет основных размеров звеньев аналитическим методом с использованием ЭЦВМ и АВМ или определение их графическим методом
I.5.	Вычерчивание кинематической схемы механизма в выбранном масштабе
I.6.	Проверка выполнения требований целевой функции. Разбивка траекторий точек звеньев на позиции, соответствующие 12 положениям входного звена

2. Определение движения механизма под действием заданных сил



3. Силовой расчет основного механизма



от 3.3

- 3.4. Анализ картины сил, действующих на звенья механизма. Определение главных векторов и главных моментов сил инерции графически или с использованием ЭЦМ
- 3.5. Составление уравнений сил и моментов сил и решение системы уравнений графоаналитическим, графическим способами или с использованием ЭЦМ
- 3.6. Оценка точности силового расчета и определение погрешностей при графических построениях
- 3.7. Построение годографов сил, действующих в кинематических парах механизма за период цикла работы, на основании вычислений, выполненных на ЭЦМ
- 3.8. Расчет износа наиболее ответственных сопряжений (направляющих, подшипников скольжения)

4. Проектирование зубчатой передачи

- 4.1. Исходные данные для расчета
- | | | |
|--|---|--|
| Модуль m ;
число зубьев
Z_1, Z_2 ;
угол наклона β | Параметры
исходного
производящего
контура
$\alpha; r_a; c^*; m$ | Межосевое расстояние a_w . Передаточное отношение
$U_{12} = Z_2/Z_1$,
Сумма числа зубьев
$Z_x = Z_1 + Z_2$ |
|--|---|--|
- 4.2.1. Выбор коэффициентов X_1 и X_2 смещения исходного контура
- 4.2.2. Расчет угла α_w зацепления и коэффициента X_x суммы смещений
- 4.3. Выбор варианта расчета:
1) использование рекомендаций ГОСТа;
2) использование блокирующих контуров;
3) применение ЭЦМ для вычисления массива качественных показателей передачи и выбор параметров передачи по заданным ограничениям

на 4.3.1 и 4.3.2

от 4.3

- | | |
|--|--|
| 4.3.1. Расчет угла α_w зацепления, воспринимаемого смещения Y_M и межосевого расстояния | 4.3.2. Разбивка коэффициента X_x суммы смещений, выбор коэффициентов X_1 и X_2 смещения и определение воспринимаемого смещения |
|--|--|
- 4.4. Расчет основных параметров зубчатых колес
- 4.5. Расчет измерительных размеров зуба для контроля
- 4.6. Проверка качественных показателей передачи по геометрическим критериям
- 4.7. Расчет геометрических параметров зубчатых передач и зубчатых колес, приводимых на рабочих чертежах и схемах зацепления
- 4.8. Построение станочного зацепления исходного производящего контура с шестерней Z_1 . Процилирование боковой поверхности зуба
- 4.9. Построение схемы рабочего зацепления шестерни Z_1 и колеса Z_2

5. Проектирование планетарного редуктора

- 5.1. Исходные данные для расчета
- 5.2. Определение требуемого передаточного отношения планетарного редуктора по кинематической схеме привода машины
- 5.3. Составление исходных уравнений, связывающих число зубьев с заданным передаточным отношением условиями соосности, сборки и соседства. Выбор числа зубьев с использованием микроязыков или разработки алгоритма и программы решения задачи на ЭЦМ

на 1.4

Проектирование и исследование механизмов поворотного
стола формовочной машины

Поворотный механизм формовочной машины (рис. 89а) предназначен для подъема и поворота на 180° модельной плиты с закрепленными на ней моделью и опокой 4'. Подъем и поворот происходят после утрамбовки земли в опоке на встряхивающем столе (положение вертикальной оси стола ED). После поворота происходит отделение опоки от модели на вытяжном столе (положение вертикальной оси стола E*D').

Механизм поворота состоит из гидроцилиндра I, поршня со штоком 2, коромысла 3, гатунга 4, жестко связанного с модельной плитой, и коромысла 5 (5'). Для поворота плиты на 180° коромысла 3 и 5 должны повернуться на угол 90° (так как длина звена $l_{FC} \neq l_{ED}$). Конец поворота фиксируется упорами (на рис. 89 не показаны).

Масло в полости гидроцилиндра нагнетается роторным зубчатым насосом, зубчатые колеса Z_4 и Z_5 которого получают вращение через однорядный планетарный редуктор с колесами Z_1 , Z_2 , и Z_3 от электродвигателя M. Давление в гидроцилиндре устанавливается регулятором давления, золотник которого кинематически связан с толкателем 6 кулачкового механизма. Дисковый кулачок 7, установленный на оси CC' и жестко связанный со звеном 3, перемещает толкатель по закону (U_6, t) (см. рис. 89в).

Подъем толкателя соответствует углу поворота звена 3, при котором сила P, действующая на поршень 2, изменяется согласно графику (P, S_{2-1}) от начального значения P_H до P_K — конечного значения силы, имеющей направление, противоположное движению поршня (рис. 89б).

Примечания: 1. При проектировании рычажного механизма необходимо обеспечить равенство углов давления в шарнире B в его крайних положениях B, B*.

2. Длина звена 4 $l_{ED} = l_{CF} \approx 0,75C_{max}$, причем C_{max} следует рассчитать из условия $\gamma_{min} = 45^\circ$

* Нумерация заданий и рисунков к ним в данной работе продолжается нумерацию предыдущих выпусков.

↑ от 5.3

5.4	Вычерчивание кинематической схемы редуктора в масштабе и проверка ее на заданные ограничения
-----	--

5.5	Кинематический анализ редуктора. Построение планов линейных скоростей и плана частоты вращения звеньев редуктора
-----	--

6. Проектирование кулачкового механизма

6.1	Исходные данные для расчета
-----	-----------------------------

6.2	Построение графиков ускорения, скорости и перемещения ведомого звена в зависимости от угла поворота кулачка
-----	---

6.3	Построение графиков $(U_T/\omega_K, S_T)$ или $(U_S/\omega_1, \dot{S}_B)$ и нахождение области допустимых положений оси вращения кулачка, в которой $\alpha_i \leq \alpha_{доп}$
-----	--

6.4	Определение основных размеров кулачкового механизма графическим способом или с использованием ЭЦМ
-----	---

6.5	Определение координат центрового и конструктивного профилей кулачка графическим или аналитическим методом с использованием ЭЦМ
-----	--

6.6	Построение графика углов давления $\alpha = \alpha(\varphi_K)$ и проверка выполнения ограничения $\alpha \leq \alpha_{доп}$
-----	---

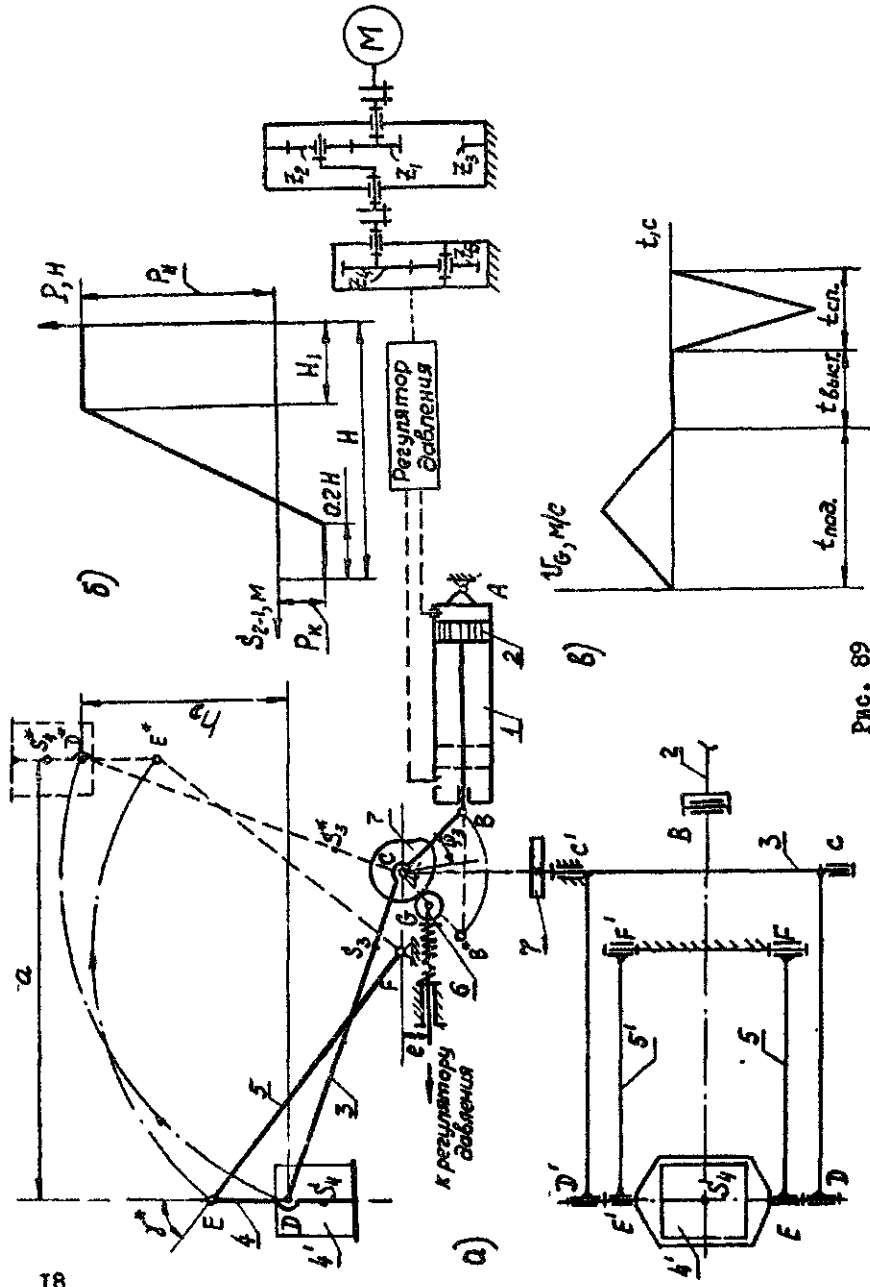


Рис. 89

3. Массами звеньев 1,2 и 5 пренебречь.
4. Силу P_H определить из условия возможности начала движения: момент силы P_H относительно оси CC' должен превышать в 1,1-1,2 раза суммарный момент сил тяжести звеньев 3 и 4 относительно той же оси в начальном $A-B-C-D-E-F$ положении механизма; силу P_K - из условия равенства момента силы P_K и суммарного момента сил тяжести звеньев 3 и 4 относительно оси CC' в конечном ($A-B^*-C-D^*-E^*-F$) положении механизма.
5. Перемещение H_1 поршня, соответствующее действию силы P_H , рассчитать из условия безударного останова (т.е. в конце поворота угловая скорость 3-го звена $\omega_3 = 0$).
6. При проектировании кулачкового механизма условно считать, что при выстое и спуске толкателя кулачок вращается равномерно с угловой скоростью, равной максимальной угловой скорости звена 3 при его подъеме и повороте, а также считать возможным равномерное вращение кулачка в противоположном направлении с такой же угловой скоростью.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Таблица 89

№ п/п	Параметр	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
I	2	3	4	5	6	7	8	9
I	Расстояние между осями встраиваемого и зятяного столов	α	м	1,75	1,7	1,65	1,6	1,55
2	Наименьшее допустимое значение угла наклона звена 5 к вертикали в начале подъема	χ_{\min}	град	45	45	45	45	45
3	Высота подъема шарнира D	h_D	м	0,6	0,8	0,85	0,8	0,75
4	Отношение расстояния l_{CB} к расстоянию l_{CD}	$\lambda_1 = l_{CB} / l_{CD}$	-	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
5	Отношение минимального расстояния от шарнира В до оси А к ходу поршня H	$\lambda_2 = l_{AE} / \min H$	-	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3
6	Отношение расстояния от центра масс звена 3 до оси С к длине коромысла 3	$\lambda_3 = l_{CS_3} / l_{CD}$	-	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
7	Отношение расстояния от центра масс звена 4 до шарнира D к длине звена 4	$\lambda_4 = l_{DS_4} / l_{DE}$	-	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
8	Масса звена 3	m_3	кг	400	380	350	340	320
9	Масса звена 4	m_4	кг	2500	2000	2000	1800	1500
10	Момент инерции звена 3 относительно его центра тяжести S_3	J_{S_3}	кг.м ²	90	80	70	60	50
11	Момент инерции звена 4 относительно центра тяжести S_4	J_{S_4}	кг.м ²	300	250	200	150	100
12	Угловая координата для силового расчета	φ_3	град	30	70	30	70	30

Продолжение табл. 89

I	2	3	4	5	6	7	8	9
I	1	$Z_4 = Z_5$	-	10	12	14	13	II
I4	14	η	мм	8	8	8	8	8
I5	15	U_{16}	-	4	4,5	5	5,5	6
I6	16	K	-	3	4	3	4	3
I7	17	h	м	0,03	0,026	0,024	0,022	0,02
I8	18	e	м	0,01	0,012	0,01	0,012	0,01
I9	19	$\alpha_{\text{доп}}$	град	30	35	30	35	30
20		$\lambda_5 = \frac{t_{\text{под}}}{t_{\text{сп}}}$		1,6	1,8	1,5	1,8	1,6

Задание № 90

Проектирование и исследование механизмов двухударного
холодновысадочного автомата

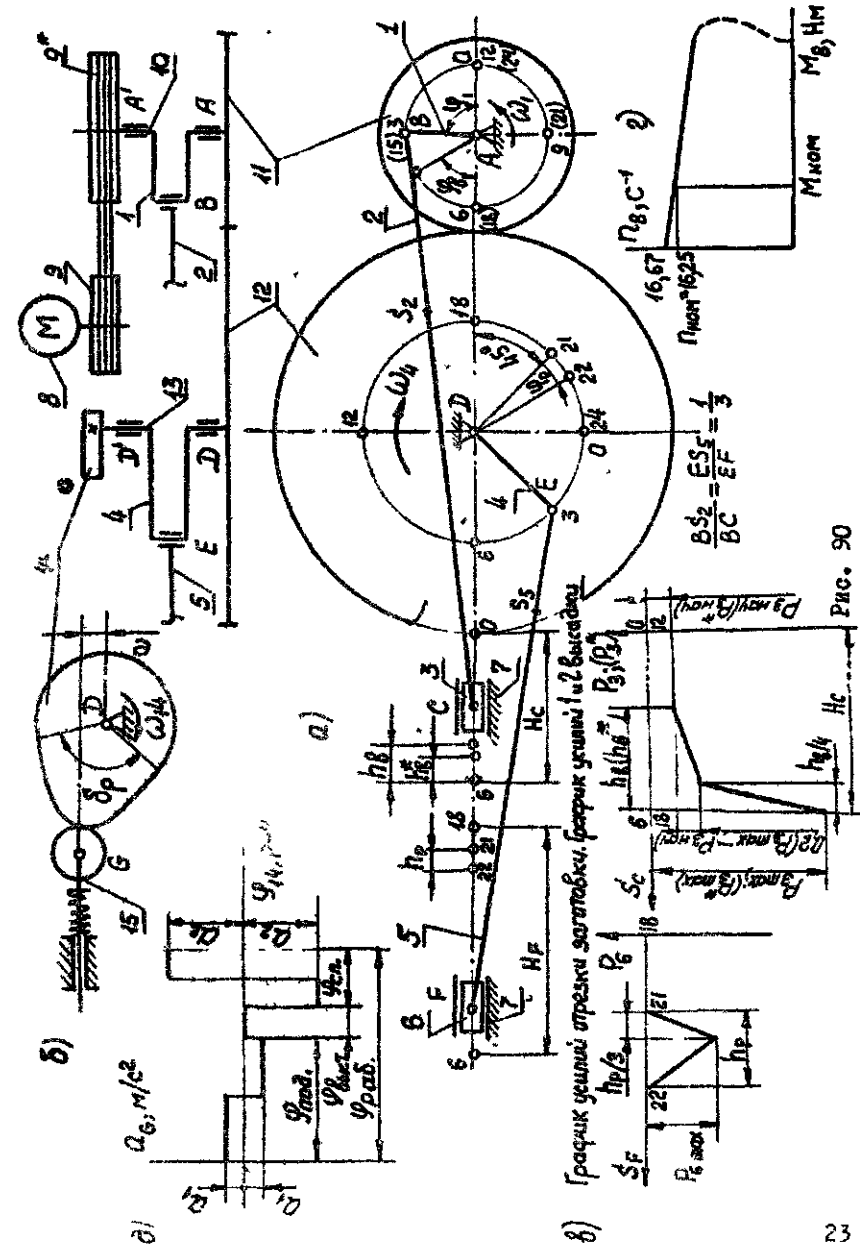
Двухударный холодновысадочный автомат, схема механизмов которого приведена на рис. 90а, предназначен для изготовления из калиброванного прутка заготовок болтов, винтов и других изделий со сложной формой головки. На автомате все операции: подача прутка, отрезка и перемещение заготовки, высадка головки и выталкивание готового изделия из матрицы — полностью автоматизированы.

От вала электродвигателя 8 (рис. 90б) через ременную передачу 9-9* вращение передается колечковому валу 10 (ось AA') и далее через зубчатую передачу 11-12 распределительному валу 13. Основная маховая масса сосредоточена на шкиве 9*. Коэффициент неравномерности вращения $\delta = 1/15$. Мощность электродвигателя 20 кВт, коэффициент перегрузочной способности $\lambda = 2,2$ [график зависимости (P_g, M_g) см. на рис. 90г].

Кривошипно-ползунный механизм высадки (см. рис. 90а, б), состоящий из кривошипа 1, шатуна 2 и высадочного ползуна 3 (H_c — ход ползуна), приводится в движение от колечкового вала 10. Высадка головки изделия осуществляется поочередно двумя пуансонами, закрепленными в пуансонодержателе ползуна 3, за два оборота кривошипа 1. При первой высадке ползун 3 перемещается на расстояние h_g (при этом кривошип 1 повернется на угол φ_g), при второй высадке ползун перемещается на расстояние h_g^* . График усилий (P_3, S_c) и (P_3^*, S_c^*) первой и второй высадки представлен на рис. 90в.

Все остальные механизмы автомата получают движение от распределительного вала 13 (ось DD'). Ползун 6 механизма отрезки прутка приводится в движение через шатун 5 от кривошипа 4. На ползуне 6 (H_r — ход ползуна) выполнен криволинейный паз, в который вставлен ролик ножевого штока (на рис. 90 не показаны). При перемещении ползуна 6 на расстояние h_r , что соответствует повороту кривошипа 4 на угол φ_r , нож отрезает заготовку. График усилий отрезки (P_6, S_r) приведен на рис. 90в.

После второй высадки происходит выталкивание готового изделия из матрицы. Механизм выталкивания состоит из кулачка 14,



закрепленного на распределительном валу 13, и роликового толкателя 15, имеющего выносность e , который перемещает выталкиватель изделий. График изменения ускорения толкателя 15 (a_{θ}, φ_n) задается (см. рис. 90д).

Таблица 90

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ п/п	Параметр	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
				A	B	B	Г	Д
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Угол поворота кривошипа 1 за время первой высадки	φ	град	60	60	55	55	50
2	Ход ползуна 3 при первой высадке	h_g	м	0,039	0,0415	0,038	0,0403	0,036
3	Ход ползуна 3 при второй высадке	h_g^*	м	0,03	0,032	0,03	0,032	0,028
4	Отношение длины шатуна 2 к длине кривошипа 1	$\lambda = l_{ш} / l_{кр}$	-	6,6	7	7	7	7,2
5	Начальное усилие первой высадки	$P_{3,нач}$	кН	75	85	70	75	65
6	Максимальное усилие первой высадки	$P_{3,мак}$	кН	650	750	600	700	550
7	Начальное усилие второй высадки	$P_{3,нач}^*$	кН	200	220	180	220	160
8	Максимальное усилие второй высадки	$P_{3,мак}^*$	кН	800	850	750	850	700
9	Масса колеччатого вала 10	m_{10}	кг	520	530	540	550	560
10	Масса шатуна 2	m_2	кг	64	68	72	76	80
11	Масса ползуна 3	m_3	кг	305	310	315	320	325
12	Момент инерции шатуна 2 относительно оси, проходящей через его центр тяжести S_2	J_{2s}	кг.м ²	3,0	4,5	5,0	7,0	8,0
13	Угол поворота кривошипа 4 за время отрезки заготовки	φ_p	град	15	15	15	15	15

Продолжение табл. 90

1	2	3	4	5	6	7	8	9
14	Ход полуэуна 6 при отрезке заготовки	h_p	м	0,0267	0,0289	0,0313	0,0338	0,0358
15	Отношение длины шатуна 5 к длине кривошипа 4	$\lambda_2 = \frac{L_{EF}}{L_{DE}}$	-	3,6	3,8	3,8	3,7	4
16	Максимальное усилие, действующее на полуэуна 6	$P_6 \text{ max}$	кН	55	52	50	48	45
17	Масса шатуна 5	m_5	кг	24	28	32	36	40
18	Масса полуэуна 6	m_6	кг	70	72	74	76	78
19	Момент инерции шатуна 5 относительно тельно оси, проходящей через его центр тяжести S_5	J_{SS}	кгм ²	0,7	1,0	1,3	1,5	2,4
20	Момент инерции коленчатого вала 10 с зубчатым колесом 11	J_{10}	кгм ²	8,0	10	12	14	16
21	Момент инерции распределительного вала 13 с зубчатым колесом 12	J_{13}	кгм ²	12	14	16	18	20
22	Число зубьев колес зубчатой передачи 11-12	Z_{11}	-	12	13	14	15	16
23	Модуль зубчатых колес 11 и 12	Z_{12}	-	24	26	28	30	32
24	Ход толкателя 15	m	мм	15	15	15	15	15
25	Угол поворота кулачка 14 при подъеме толкателя 15	h	м	0,02	0,025	0,018	0,024	0,016
26	Угол поворота кулачка 14 при выстое толкателя 15	$\varphi_{под}$	град	64	54	60	66	75
27	Угол поворота кулачка 14 при спуске толкателя 15	$\varphi_{выст}$	град	10	10	10	10	10
28	Соотношение между значениями ускорений толкателя	$\varphi_{сп}$	град	40	30	30	30	30
		$\lambda_3 = \alpha_2 / \alpha_1$	-	2,56	3,24	4,0	4,84	6,25

Продолжение табл. 90

1	2	3	4	5	6	7	8	9
29	Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	25	30	25	30	25
30	Передаточное отношение ременной передачи 9-9*	U_9	-	6,95	6,9	6,85	7,0	7,05
31	Передаточное отношение однорядного планетарного редуктора	U_{16}	-	6,95	6,9	6,85	7,0	7,05
32	Число сателлитов в планетарном редукторе	K	-	3	4	3	4	3
33	Угловая координата входного звена для силового расчёта	φ_1	град	170	170	170	170	170

Задание № 91

Проектирование и исследование механизмов перекидного
стола встряхивающей стержневой машины

Поворотный механизм встряхивающей стержневой машины (рис. 91а) предназначен для подъема и поворота на 180° перекидного стола $3^{\#}$ с установленными на нем стержневым ящиком $3'$ и плитой $3''$ после уплотнения стержневой смеси на встряхивающем столе ($Y-Y$ – ось стола). После поворота перекидного стола происходит извлечение стержня из формы на вытяжном столе (ось Y^*-Y^*), а затем обратный поворот стола в исходное положение.

Механизм поворота состоит из гидроцилиндра I, поршня со штоком 2 и коромысла 3, в который входит перекидной стол $3^{\#}$, стержневой ящик $3'$ и плита $3''$. Конец поворота фиксируется упорами (на рис. 91 не показаны). Масло в полость гидроцилиндра нагнетается роторным зубчатым насосом, зубчатые колеса Z_5 и Z_6 которого получают вращение от электродвигателя М через двухрядный планетарный редуктор с колесами Z_1, Z_2, Z_3 и Z_4 .

Давление в гидроцилиндре I устанавливается регулятором давления, золотник которого кинематически связан с толкателем 5 кулачкового механизма. Дисковый кулачок 4, установленный на оси CC' и жестко связанный со звеном 3, перемещает толкатель 5 по закону $(\omega_3/\omega_3, \varphi_3)$ (см. рис. 91в). Подъем толкателя 5 соответствует таким участкам графика (P, S_{2-1}) , на которых сила P , действующая на поршень 2 при подъеме и повороте стола, изменяется от значения P_1 до P_2 (участок $0,5 H_1$), а также от P_3 до P_4 (участок H_2 на рис. 91б).

Примечания: 1. При проектировании рычажного механизма 1-2-3 необходимо: а) задать углы deviations в шарнире В: $\alpha \leq 20^\circ$ в начале подъема и $\alpha^* \leq 40^\circ$ в начале обратного хода (положения B^*); б) выбрать вариант решения, при котором габариты механизма наименьшие; в) обеспечить в верхнем (мертвом) положении механизма (шарнир В – в положении B^*) условие нахождения центра S_3 тяжести стола 3 со стержневым ящиком $3'$, стержнем и плитой $3''$ правее оси AB'' , а центра S_3' тяжести стола с ящиком без стержня и плиты (при обратном ходе стола) – левее оси AB'' . Звено 2 при проектировании условно считать невесомым.

2. Силу P определить из условия возможности начала движе-

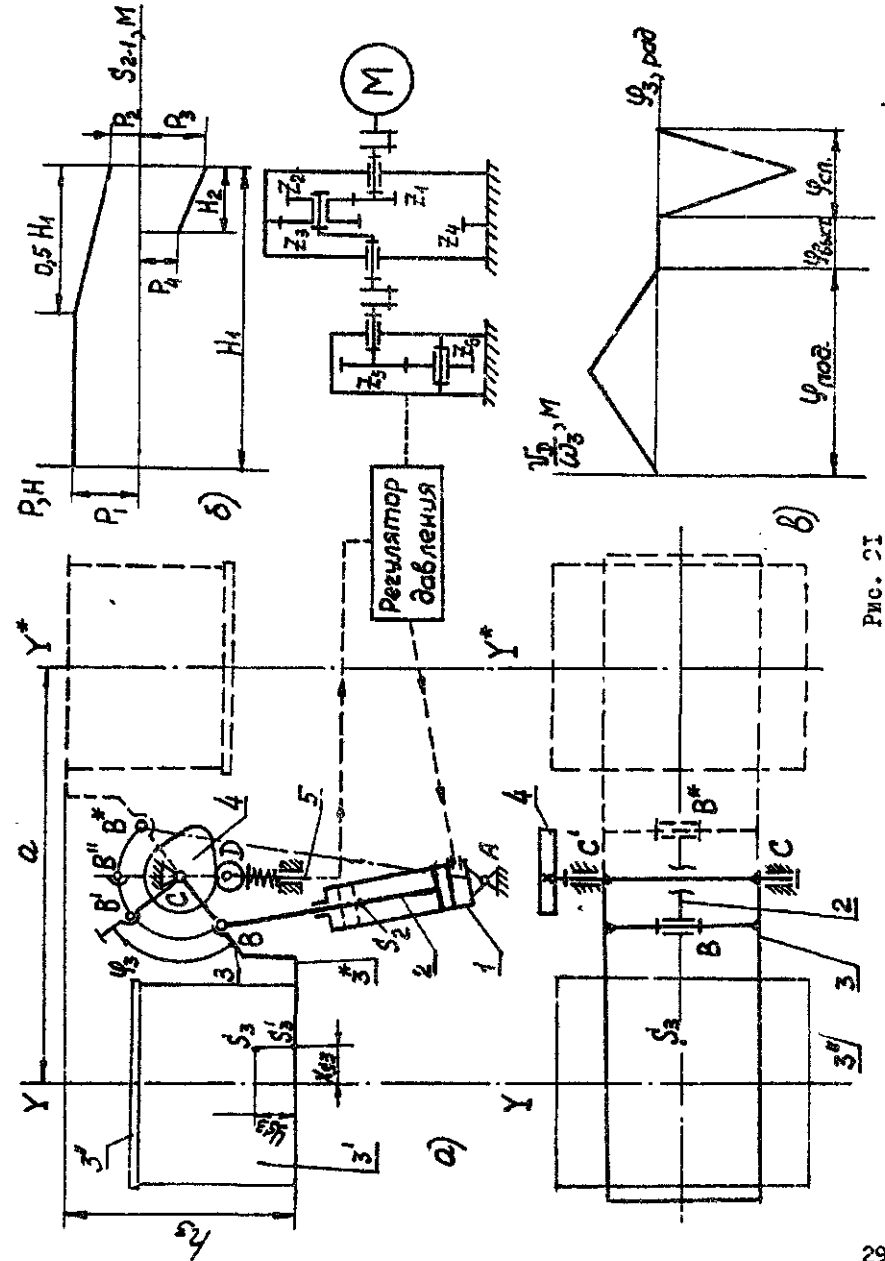


Рис. 91

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ п/п	Параметр	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Расстояние между осями встраивающего и вытяжного столов	a	м	0,8	1,0	1,2	1,4	1,5
2	Высота подъяма перекидного стола	h_3	м	0,5	0,65	0,75	0,85	0,92
3	Расстояние между шарнирами В и С	l_{BC}	м	0,12	0,15	0,18	0,2	0,22
4	Координаты центра тяжести перекидного стола	y_{33} x_{33}	м	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18
5	Отношение минимального расстояния от шарнира В до оси А к длине звена 2	$\lambda_1 = l_{BA}/l_2$	-	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
6	Отношение расстояния от центра тяжести звена 2 до шарнира В к длине звена 2	$\lambda_2 = l_{G_2}/l_2$	-	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
7	Масса поворотного стола с грузом	m_3	кг	26С	350	450	560	650
8	Масса звена 2	m_2	кг	25	35	45	60	70
9	Момент инерции поворотного стола с грузом относительно центра тяжести центра тяжести	J_{33}	кг.м ²	8,7	18,2	33,5	57	76
10	Момент инерции звена 2 относительно центра тяжести	J_{23}	кг.м ²	1,7	3,6	6,8	11,2	16
11	Угловая координата звена 3 для силового расчета	γ_3	град	40	20	40	20	40
12	Модуль зубчатых колес насоса	m	мм	5	5	5	6	6
13	Число зубьев колес насоса	$Z_5 = Z_6$	-	10	11	12	13	14

Продолжение табл. 91

1	2	3	4	5	6	7	8	9
14	Передаточное отношение планетарного редуктора	$U_{п6}$	-	15	14	13	12	11
15	Число сателлитов планетарного редуктора	k	-	3	4	3	4	3
16	Ход толкателя 5 кулачкового механизма	h	м	0,02	0,03	0,03	0,035	0,025
17	Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	35	30	35	30	35
18	Отношение углов поворота кулачка при подъеме и спуске толкателя	$\lambda_5 = \frac{\varphi_{сп}}{\varphi_{сп}}$	-	1,8	1,5	1,6	1,5	1,8

ния: момент силы P_1 относительно оси CC' должен превышать в 1,1-1,2 раза суммарный момент сил тяжести звеньев 2 и 3 относительно той же оси в начальном (А-В-С) положении механизма; силу P_2 - из условия прохождения груза через крайнее верхнее положение.

3. Величину силы P_4 рассчитать из условия равенства значений момента силы P_4 и суммарного момента сил тяжести звеньев 2 и 3 относительно оси С в конечном (А-В*-С) положении механизма; величину силы P_3 - из условия безударного останова (т.е. чтобы в конце поворота угловая скорость звена 3 $\omega_3 = 0$).

4. Массой звена I пренебречь.

Задание № 92

Проектирование и исследование механизмов ножниц для резки пруткового материала

Ножницы (рис. 92) предназначены для резки пруткового материала. Движение на ножницы передается от двигателя Э (рис. 92а) через планетарный редуктор П с колесами Z_1, Z_2, Z_3 , пару зубчатых колес Z_4 и Z_5 к кривошипному валу I, который через шатун 2 приводит в движение коромысло 3, на котором располагается верхний нож 3^* ножниц (рис. 92б), - нижний неподвижен и закреплен на станине. Маховик М установлен на кривошипном валу I. График изменения усилий резания ($P/P_{max}, \delta/\beta$), действующих на подвижный нож, представлен на рис. 92д. Принимается, что равнодействующая усилий резания приложена в точке К подвижного ножа.

Схема кулачкового механизма показана на рис. 92в, а график изменения ускорений толкателя (α_B, ψ) - на рис. 92г.

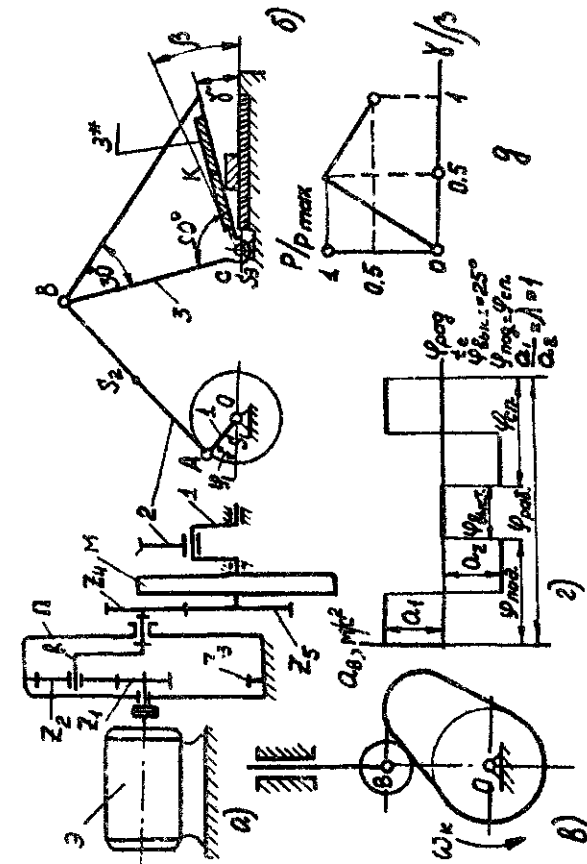


Рис. 92

Таблица 92

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ п/п	Параметр	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Частота вращения электродвигателя	n_d	c^{-1}	14	16	16	14	16
2	Частота вращения кривошипа I	n_1	c^{-1}	1,5	1,56	1,6	1,5	1,56
3	Расстояние между осями вращения кривошипа I и коромысла 3	l_{oc}	м	1,1	1,0	1,15	1,3	1,2
4	Длина коромысла 3	$l_{cв}$	м	0,8	0,7	0,6	0,8	0,7
5	Положение равнодействующей усилий резания	$l_{cк}$	м	0,25	0,2	0,18	0,25	0,2
6	Угловой ход коромысла 3	β	град	25	30	28	25	24
7	Рабочий ход ножа 3*	γ	град	18	15	16	18	15
8	Масса шатуна 2	m_2	кг	200	220	210	180	190
9	Масса коромысла 3	m_3	кг	1000	900	1100	1200	1000
10	Положение центра масс шатуна 2	l_{ms2}/l_{ms}	—	0,5	0,4	0,5	0,5	0,4
11	Момент инерции кривошипа I	J_{1s}	кг.м ²	0,8	1	1,2	0,9	0,8
12	Момент инерции шатуна 2	J_{2s}	кг.м ²	2,8	3	3,1	2,7	2,9
13	Момент инерции коромысла 3	J_{3s}	кг.м ²	3,5	4	3,9	4,0	4,0
14	Коэффициент неравномерности вращения вала кривошипа I	δ	—	0,12	0,16	0,17	0,13	0,12
15	Момент инерции ротора электродвигателя	J_p	кг.м ²	0,05	0,06	0,05	0,04	0,05

Продолжение табл. 92

№ п/п	2	3	4	Числовые значения для вариантов				
				5	6	7	8	9
16.	Моменты инерции, приведенные к валу кривошипа: а) редуктора в) колеса Z_4 с) колеса Z_5	$J_{ред}$ J_4 J_5	кг.м ² кг.м ² кг.м ²	1,2 0,55 0,6	1,4 0,56 0,6	1,6 0,5 0,55	1,0 0,4 0,45	1,5 0,3 0,35
17.	Максимальное усилие резания	P_{max}	кН	1000	1100	1200	900	1000
18.	Координата для силового расчета	z_1	град	160	170	150	140	150
19.	Ход толкателя	h	м	0,076	0,07	0,08	0,09	0,10
20.	Частота вращения кулачка	n_k	c^{-1}	1,7	2	2,5	1,7	2
21.	Максимально допустимый угол давления	$\alpha_{доп}$	град	35	30	32	35	40
22.	Угол рабочего профиля кулачка	$\delta_{ррб}$	град	160	180	160	170	160
23.	Модуль зубчатых колес планетарного редуктора	m_I	мм	5	6	6	5	5
24.	Модуль зубчатых колес Z_4, Z_5	m_{II}	мм	10	10	10	10	10
25.	Число зубьев колес Z_4, Z_5	Z_4 Z_5	— —	14 20	13 21	14 21	12 22	10 18
26.	Число сателлитов в редукторе	K	—	3	3	3	3	3

Проектирование и исследование механизмов пальцевого транспортера

Пальцевый транспортер является частью технологической линии по изготовлению крупногабаритных деталей транспортных машин. Он предназначен для транспортировки отливок (поковок) в накопитель. Привод транспортера (рис. 93а) осуществляется от электродвигателя 1 через муфту 2, зубчатую передачу 3-4 и планетарный редуктор 5-6-7-8. В механизме пальцевого транспортера используется шестизвенный механизм (рис. 93б), состоящий из кривошипа 9, шатунов 10, 12, коромысла 11 и ползуна-линейки 13, к последнему шарнирно прикреплены пальцы-толкатели. Ползун-линейка движется в прорезях лотка 14.

При движении ползуна-линейки влево пальцы-толкатели захватывают отливки и перемещают их по лотку. При обратном ходе пальцы-толкатели поворачиваются вокруг осей крепления и опускаются, в результате чего отливки остаются на месте, а затем в очередном цикле работы сталкиваются по наклонному лотку в накопитель. Крышка накопителя открывается отдельным устройством, команда на включение которого подается с помощью концевой переключателя 17 от толкателя 16 кулачкового механизма. Чтобы обеспечить необходимую равномерность движения, на валу электродвигателя устанавливается маховик 2.

График изменения сил сопротивления (P_c, S_E), где S_E - перемещение звена 13, при транспортировке и на ходостом ходу показан на рис. 93г. При проектировании кулачкового механизма необходимо обеспечить заданный закон изменения ускорения толкателя (a_F, φ_{15}) (рис. 93в). При проектировании и исследовании механизмов транспортера считать известными параметры, приведенные в таблице 93.

Примечание. Моменты инерции J_{is} звенья в 9-12 подсчитать по формуле $J_{is} = \frac{m_i l_i^2}{12}$.

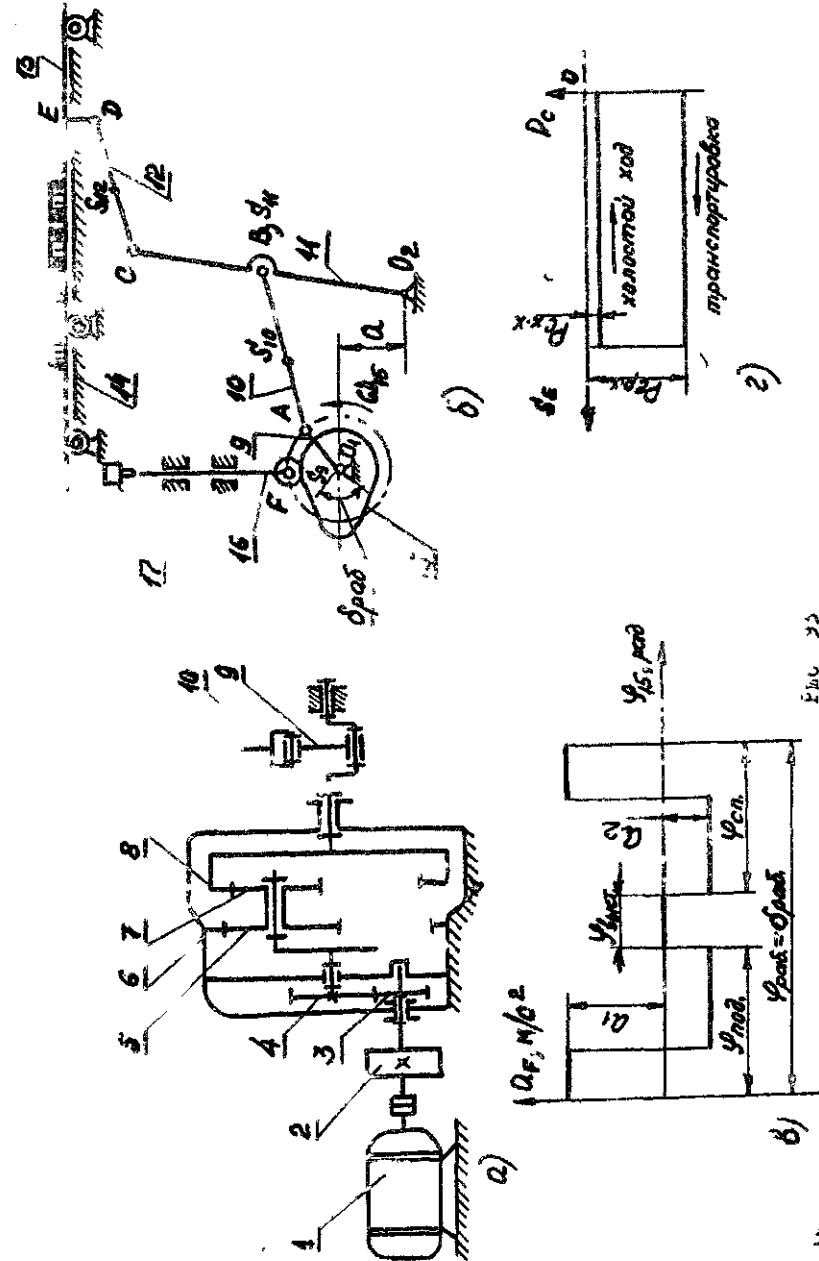


Рис. 93

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ п/п	Параметр	Обозначение	Размерность	Числовые значения для вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Частота вращения вала электродвигателя	n_1	c^{-1}	15,5	15,67	15,83	16,0	16,17
2	Средняя скорость транспортировки отливков (поковок)	v_{cp}	м/с	0,5	0,55	0,6	0,65	0,6
3	Коэффициент изменения скорости холостого хода линейки	K_{ν}	-	1,18	1,20	1,25	1,2	1,15
4	Ход линейки транспортера	H	м	1,5	1,6	1,4	1,45	1,55
5	Размеры звеньев механизма	ρ_{oc}	м	1,5	1,6	1,4	1,45	1,55
		ρ_{ob}	м	0,65	0,7	0,6	0,62	0,68
		ρ_{cp}	м	0,77	0,85	0,7	0,75	0,80
		ρ_{de}	м	0,20	0,2	0,15	0,15	0,20
		Q	м	0,225	0,2	0,10	0,10	0,15
6	Масса звеньев механизма	m_1	кг	10,2	12,25	9,2	9,7	11,25
		m_2	кг	3,6	4,1	3,1	3,6	3,9
		m_3	кг	6,6	7,15	5,6	6,15	7,0
		m_{10}	кг	4,1	4,60	3,6	3,9	4,3
		m_9	кг	1,75	2,05	1,5	1,5	1,85
7	Количество перемещаемых отливок	K_0	-	6	6	4	5	6
8	Масса одной отливки	m_0	кг	22,5	25,5	21,5	20,5	23,5
9	Относительное положение центров масс звеньев	$\rho_{A_{100}}/\rho_{A_2} = \rho_{C_{100}}/\rho_{C_2}$	-	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5

Продолжение табл. 93

№ п/п	2	3	4	5	6	7	8	9
10	Коэффициент неравномерности вращения вала 9	δ	-	0,1	0,12	0,09	0,1	0,12
11	Момент инерции ротора электродвигателя	J_{pe}	кг.м ²	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12
12	Момент инерции звена 9	J_{9c}	кг.м ²	0,56	0,60	0,50	0,53	0,5
13	Момент инерции деталей редуктора, приведенный к звену 9	J_{pr}	кг.м ²	0,35	0,4	0,35	0,3	0,4
14	Угловая координата звена 9 для силового расчёта	φ_9	град	120	60	150	210	270
15	Приведенный коэффициент трения отливков по лотку	f_n	-	0,15	0,12	0,14	0,13	0,11
16	Приведенный коэффициент трения линейки по роликам	f_n	-	0,1	0,08	0,075	0,09	0,07
17	Число зубьев колес передачи	Z_3	-	10	11	12	10	10
		Z_4	-	25	22	30	30	20
		ρ	град	0	10	15	20	10
18	Угол наклона образующей зубьев	m_{34}	м	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005
19	Модуль зубчатых колес	K	-	3	3	3	2	3
20	Число сателлитов в редукторе	$0_1/0_2$	-	2	2,5	2	2,5	3
21	Соотношение между ускорениями толкателя	h	м	0,03	0,035	0,03	0,035	0,03
22	Ход толкателя кулачкового механизма	$\delta_{раб}$	град	150	160	170	160	150
23	Угол рабочего профиля кулачка	$\alpha_{дп}$	град	30	25	30	25	30
24	Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\varphi_{выст}$	град	20	20	30	25	15
25	Угол поворота кулачка, соответствующий величине высту толкателя							

Задание № 94

Проект. равнение подъемно-качающегося стола стана трио

Подъемные столы стана трио устанавливаются с обеих сторон рабочей клетки и служат для подъема прокатываемой полосы, или слябы, подачи ее между верхним и средним валками, приема из валков, опускания ее и подачи между средним и нижним валками.

Принципиальная схема механизма подъемного стола стана трио пока еще на рис. 94а. От электродвигателя I через редуктор 2 и зубчатую передачу 3-4 вращение передается на кривошип 5, входящий в состав кривошипно-коромыслового механизма 5-6-7. От коромысла 7 через шатун 8 движение передается на стол 9. Подъем (опускание) стола происходит при повороте кривошипа на 180° . Для уравнивания стола на коромысле 7 установлен контргруз К. В крайнем нижнем положении звена 9 плечо контргруза расположено горизонтально, а звено 8 - вертикально. Электродвигатель работает в повторно-кратковременном режиме, который состоит из следующих периодов (рис. 94б): контакторное ускорение (от момента $M_{1,10}$), разгон (участок $0,2 M_{1,10} + 0,05 M_{1,10}$), торможение противотоком (момент $M_{1,7}$).

Массы стола и слябы равномерно распределены по звену 9. Масса контргруза определяется из условия статического равновесия стола без слябы в его среднем положении (с учетом моментов трения M_D и M_L в шарнирах D и L).

Редуктор 2 - двухрядный планетерный с внешним зацеплением, число его сателлитов $K=3$. Схема кулачкового механизма и закон движения толкателя (α, φ) показаны на рис. 94з.

При определении времени подъема стола учитывать массу прокатываемой полосы. Опускание стола происходит без полосы.

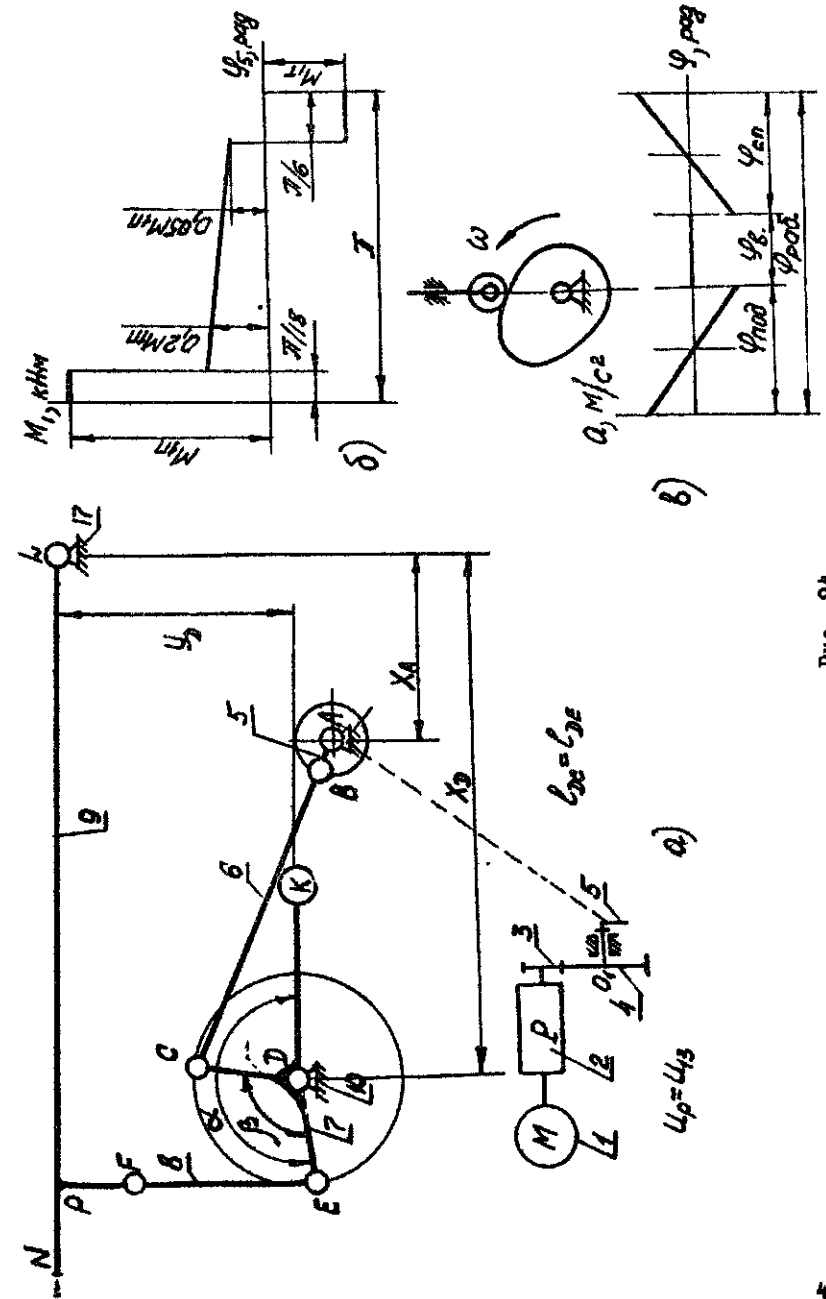


Рис. 94

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ п/п	Параметр	Обозначение	Размерность	Числовые значения вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
1	2		4	5	6	7	8	9
1	Координаты точек А и Д	ХА ХД УД	м	2 5,5 2,1	7,2 10,5 3	4,6 6,5 2	2 4,4 2,9	3,5 8,4 2,15
2	Длина стола	С _{МБ}	м	8,1	14	8,3	8,25	11,5
3	Длина кормового СД	С _{СД}	м	0,7	0,65	0,55	0,95	1,0
4	Размер консоли стола	С _{ФР}	м	1	0,9	0,7	1,3	0,55
5	Плечо контргруза	С _{ЭК}	м	1,8	2	1,6	1,8	2,1
6	Ход точки N	Н _М	м	0,55	0,60	0,50	0,55	0,8
7	Угловые параметры звена 7	α β	град	210 110	210 120	210 110	210 120	210 120
8	Масса сляби (полосы)	m _с	кг	3,4	1,5	4	3,7	6
9	Масса стола	m _г	кг	45	15	50	40	80
10	Момент трения в шарнире А	M _А	кН.м	60	8	40	60	120
11	" "	M _Д	кН.м	45	15	40	45	90
12	" "	M _Л	кН.м	15	2	10	15	30
13	Пусковой момент электродвигателя	M _{пп}	кН.м	5,7	5,4	3,4	5,2	1,8
14	Передаточное отношение редуктора	U ₁₃	-	20	35	30	25	19
15	Число зубьев колес 3, 4	Z ₃ Z ₄	-	13 23	12 22	15 26	14 25	13 26

Продолжение табл. 94

№ п/п	Параметр	Обозначение	Размерность	Числовые значения вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
1	2		4	5	6	7	8	9
16	Координата кривошипа для силового расчета	$+y_5$	град	90	90	90	90	90
17	Ход толкателя	h	м	0,04	0,02	0,05	0,03	0,025
18	Фазовые углы кулака: подъем выстой опускание	φ _п φ _в φ _о	град	30 30 30	70 30 60	50 10 50	70 20 100	120 60 120
19	Допустимый угол давления	α _{доп}	град	30	25	30	30	30

Задание № 95

Проектирование и исследование механизмов щековой дробилки

Щековые дробилки с простым качанием щеки предназначаются для получения твердых элементов определенных размеров.

Кинематическая схема механизмов дробилки представлена на рис. 95а.

Куски породы из дозирующего устройства 16 попадают между двумя дробящими плитами 5,6. Движение плиты 5 осуществляется механизмом $O_1ABO_2CO_3$, который состоит из кривошипа 1, шатунов 2 и 4, коромысла 3. Дробящие плиты 5,6 имеют продольные рифления, причем выступы одной плиты расположены против впадин другой. Благодаря такому расположению рифления происходит измельчение породы.

Вращение кривошипа 1 осуществляется от электродвигателя 15 через муфту 14, планетарный редуктор с колесами 9,10,11,12 и зубчатую пару 7,8.

Для движения механизма с заданной неравномерностью установлен маховик 13.

В период рабочего хода плита 5 приближается к плите 6, уменьшая щель до минимума, при холостом ходе происходит удаление измельченной породы. Характер изменения силы P , действующей на плиту 5, в зависимости от перемещения S_K точки K ее приложения представлен на рис. 95д ($r_{CK} = 1/3 r_{O_2C}$).

Согласование между периодами засыпки породы и холостым ходом механизма осуществляет кулачковый механизм (рис. 95в). Циклограмма работы рычажного и кулачкового механизмов и закон изменения тангенциального ускорения a_L^T толкателя в пределах рабочего угла поворота $\varphi_{раб}$ кулачка показаны на рис. 95б,г.

Примечания: 1. Модули зубчатых колес $m = 5$ мм.

2. Число сателлитов планетарного редуктора $K = 2$.

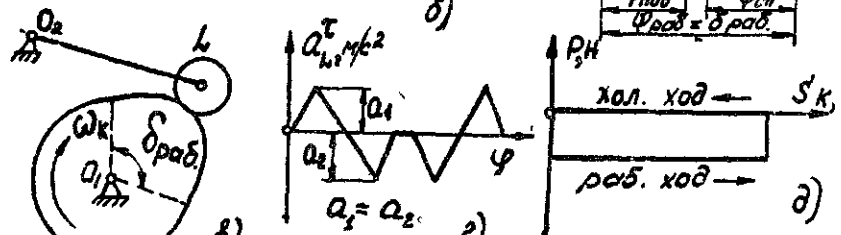
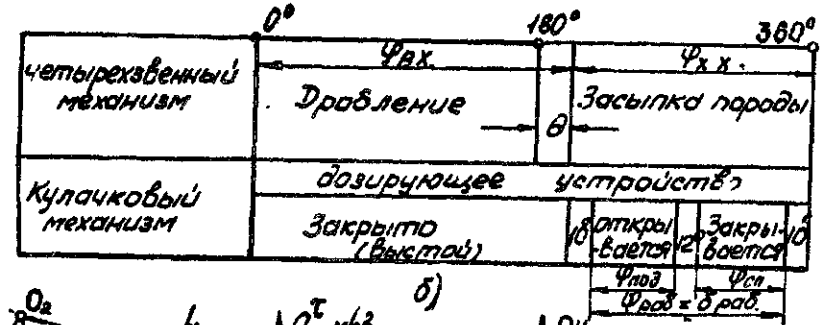
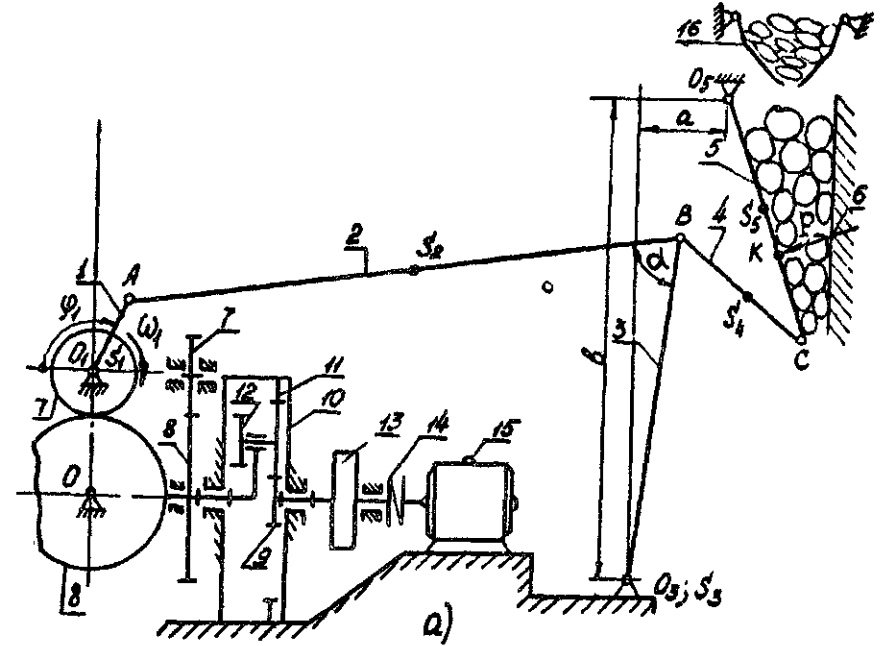


Рис. 95

Таблица 95

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ п/п	Параметр	Обозначение	Размерность	Числовые значения вариантов				
				А	Б	В	Г	Д
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Частота вращения кривошипа	n_1	c^{-1}	1,67	2,0	2,25	2,5	1,9
2	Частота вращения ротора электродвигателя 15	n_{15}	c^{-1}	21,5	22,0	22,5	22	21,5
3	Коэффициент изменения угловой скорости коромысла 3	K_v	-	1,06	1,05	1,06	1,07	1,08
4	Угловой ход коромысла 3	β	град	20	22	20	24	26
5	Максимальный угол давления между коромыслом 3 и шатуном 2 в крайнем правом положении	α_{\max}	град	50	55	45	40	45
6	Длина коромысла 3	l_3	м	0,35	0,4	0,45	0,5	0,45
7	Длина шатуна 4	l_4	м	0,08	0,09	0,1	0,11	0,1
8	Длина звена 5	l_5	м	0,5	0,55	0,6	0,7	0,7
9	Координаты оси O_5 звена 5	a	м	0,06	0,07	0,08	0,09	0,09
		b	м	0,7	0,8	0,9	1,0	0,9
10	Положение центра масс шатуна 2	ρ_{O_2}	l_{O_2}	l_{O_2}	l_{O_2}	l_{O_2}	l_{O_2}	l_{O_2}
11	Координаты центра масс звена 5	ρ_{O_5}	l_{O_5}	l_{O_5}	l_{O_5}	l_{O_5}	l_{O_5}	l_{O_5}
12	Масса шатуна 2	m_2	кг	17	20	22	25	22
13	Масса коромысла 3	m_3	кг	17	2	22	25	22
14	Масса звена 5	m_5	кг	35	4	5	5	5
15	Момент инерции шатуна 2 относительно оси, проходящей через центр масс	J_{O_2}	$кг \cdot м^2$	0,018	0,027	0,039	0,053	0,039
16	Момент инерции коромысла 3 относительно оси, проходящей через центр вращения O_3	J_{O_3}	$кг \cdot м^2$	0,078	0,108	0,155	0,212	0,155

Продолжение табл. 95

1	2	3	4	5	6	7	8	9
17	Момент инерции звена 5 относительно оси O_5	J_{O_5}	$кг \cdot м^2$	0,297	0,411	0,612	0,832	0,832
18	Момент инерции всех вращающихся деталей, приведенный к валу кривошипа	J_0	$кг \cdot м^2$	5,3	5,8	6,5	7,0	6,5
19	Коэффициент неравномерности вращения кривошипа	δ	-	1/25	1/30	1/20	1/30	1/20
20	Угловая координата кривошипа для силового расчета	φ	град	90	90	120	150	120
21	Наибольшее перемещение центра ролика толкателя	h	м	0,06	0,07	0,06	0,07	0,08
22	Длина рычага толкателя	l_{O_4}	м	0,16	0,14	0,18	0,13	0,16
23	Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	α_{\max}	град	25	28	30	32	34
24	Число зубьев колец 7, 8	Z_7	-	12	14	12	14	12
		Z_8	-	24	28	24	21	18

Задание № 96

Проектирование и исследование механизмов стенда
для испытаний мотор-колес

Стенд для обкатки мотор-колес (рис. 96а) предназначен для обкатки мотор-колес транспортных машин и проведения испытаний колесных редукторов.

Испытуемое колесо I со встроенным в него планетарным редуктором 2 (колеса Z_1, Z_2) опирается на ролик 3, который с помощью гидравлической системы непрерывно поджимается к колесу с заданным усилием.

Колесо I приводится в движение от электродвигателя 4. При вращении колеса I ролик 3 также вращается, но в противоположном направлении. Чтобы создать момент сопротивления на колесе I, в контакт с роликом 3 вводится второе, идентичное первому, мотор-колесо 5, которое приторможено и создает на колесе I определенный крутящий момент сопротивления. Электродвигатель 4 питается от электрогенератора, приводимого в действие от четырехтактного двухцилиндрового двигателя, кривошипно-ползунный механизм которого (рис. 96б) состоит из трех звеньев: кривошипа 1, шатуна 2, поршня 3. Цикл работы четырехтактного двигателя осуществляется за два оборота коленчатого вала. Данные для построения индикаторной диаграммы работы этого двигателя приведены в таблице 96.2. Рабочий цикл второго цилиндра смещен относительно рабочего цикла первого цилиндра на 90° . Механизм газораспределения двигателя состоит из кулачков 5, закрепленных на распределительном валу 6 (ось O), и толкателей 7, воздействующих на впускные (или выпускные) клапаны 4. Кулачковый механизм должен обеспечивать заданный закон движения толкателя (рис. 96в).

Для вращения колес I с заданным числом оборотов между колесом I и электродвигателем 4 установлен планетарный редуктор 2 (см. рис. 96а). Запуск двигателя (рис. 96б) начинается с нижней мертвой точки (при $\varphi_1 = 0$), т.е. с начала участка расширения в первом цилиндре (при $\omega_{1нач} = 0$).

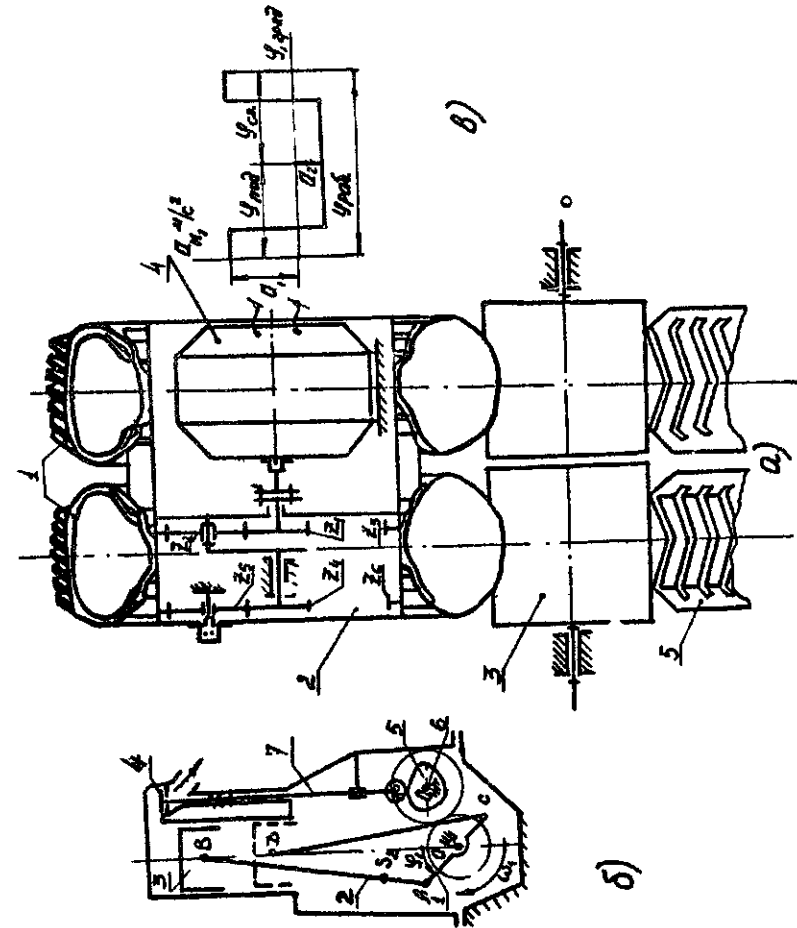


Рис. 96

Таблица 96.1

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ п/п	Параметр	Обозначение	Размерность	Числовые значения вариантов				
				A	B	B	Г	Д
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Средняя скорость поршня	v_{cp}	м/с	6,2	6,5	7,0	7,2	7,5
2	Отношение длины шатуна 2 (см. рис. 96б) к длине кривошипа 1	$\lambda = l_{ш2} / l_{кр1}$	-	4,0	3,75	3,8	4,2	3,5
3	Отношение расстояния от точки А до центра масс S_2 шатуна 2 к общей длине шатуна 2	$l_{Ac2} / l_{ш2}$	-	0,25	0,26	0,28	0,30	0,24
4	Диаметр цилиндра двигателя	d	м	0,15	0,14	0,17	0,18	0,16
5	Частота вращения коленчатого вала двигателя	ω_1	с ⁻¹	250	255	280	320	350
6	Максимальное давление в цилиндре двигателя при номинальной нагрузке	p_{max} ном	МПа	5,88	6,08	6,30	6,90	7,10
7	Масса шатуна 2 двигателя	m_2	кг	4,0	4,2	4,4	4,5	4,6
8	Масса поршня 3 двигателя	m_3	кг	5,8	6,2	6,5	7,0	7,2
9	Момент инерции шатуна 2 относительно его оси, проходящей через его центр масс	J_{ps}	кг.м ²	0,0214	0,0153	0,0184	0,0255	0,0300
10	Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала при х.х. двигателя	δ	-	$\frac{1}{25}$	$\frac{1}{32}$	$\frac{1}{34}$	$\frac{1}{35}$	$\frac{1}{42}$
11	Момент инерции коленчатого вала (без маховика)	J_1	кг.м ²	0,043	0,041	0,0357	0,053	0,0612
12	Угловая координата кривошипа 2 двигателя для эвольвентного расчёта	σ	град	30	60	30	60	30

Продолжение табл. 96.1

I	2	3	4	5	6	7	8	9	
									Ne
13	Эффективная мощность двигателя при номинальной нагрузке	кВт	-	132,40	140,00	80,00	89,00	96,00	
14	Механический КПД двигателя	-	-	0,8	0,83	0,84	0,75	0,85	
15	Максимальный ход ролика толкателя (по дуге)	м	-	0,020	0,021	0,022	0,024	0,025	
16	Приведенный к валу двигателя момент инерции вращающихся деталей мотор-колес	кг.м ²	-	8,0	8,1	7,6	6,2	6,9	
17	Соотношение между ускорениями толкателя	-	-	2	2,5	2	3	2,5	
18	Угловая координата начала открытия выпускного клапана (начало подъема толкателя)	град	град	70	75	80	82	85	
19	Угловая координата конца закрытия выпускного клапана (конец спуска толкателя)	град	град	40	42	48	50	55	
20	Максимально допустимый угол давления толкателя	град	град	32	35	36	37	38	
21	Передаточное отношение планетарного редуктора	-	-	20	22	23	21	25	
22	Модуль зубчатых колес планетарного редуктора	мм	мм	3,5	4,0	5,0	3,75	4,5	

Таблица 96.2

Значения давления в цилиндре двигателя в долях максимального давления P_{max} в зависимости от положения поршня

Такты	Перемещение поршня (в долях хода H)												
	0	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	
Нормальный режим работы	I	0	-0,012	-0,012	-0,012	-0,012	-0,012	-0,012	-0,012	-0,012	-0,012	-0,012	-0,012
	II	0,75	0,47	0,36	0,22	0,12	0,06	0,028	0,002	-0,002	-0,08	-0,012	-0,012
	III	0,75	0,85	0,69	0,45	0,34	0,26	0,20	0,15	0,12	0,125	0,08	0,04
	IV	0	+0,012	+0,012	+0,012	+0,012	+0,012	+0,012	+0,012	+0,012	+0,012	+0,012	+0,012
Холодный ход	I	0	-0,018	-0,018	+0,018	+0,018	+0,018	+0,018	+0,018	+0,018	+0,018	+0,018	+0,018
	II	0,60	0,47	0,38	0,255	0,168	0,11	0,065	0,003	0,002	0,001	0,0008	-0,018
	III	0,60	0,60	0,52	0,35	0,25	0,185	0,128	0,09	0,070	0,055	0,05	0,04
	IV	0	+0,018	+0,018	+0,018	+0,018	+0,018	+0,018	+0,018	+0,018	+0,018	+0,018	+0,018

Примечание. Такт I - всасывание, II - сжатие, III - расширение, IV - выхлоп.

Задание № 97

II Реконструкция и исследование механизмов двухступенчатого воздушного компрессора

V-образный двухцилиндровый поршневой компрессор предназначен для сжатия воздуха и подачи его к пневматическим исполнительным механизмам. Кривошипно-ползунные механизмы (рис. 97б) I, 2, 3 и I, 4, 5 обоих цилиндров компрессора одинаковые. Диаметры цилиндров I и II ступени различны. Поршни I и II ступени связаны с помощью шатунов 2 и 4 с коленчатым валом I. Процессы в цилиндрах протекают при различных значениях максимального давления (т.е. $P_{II\ max} \neq P_{I\ max}$). Кинематический и рабочий процессы, протекающие в цилиндре II ступени, смещены относительно процессов, протекающих в цилиндре I ступени, на 270° . Полный цикл работы компрессора соответствует одному обороту коленчатого вала. Для обеспечения необходимой равномерности движения на коленчатом валу компрессора устанавливается маховик 6 (рис. 97в).

Механизмы компрессора приводятся в движение электродвигателем II (рис. 97а) через муфту I2 и планетарный однорядный редуктор (7, 8, 9, 10). Воздух поступает в цилиндр I ступени из атмосферы, пройдя предварительную очистку в фильтре, установленном на входе всасывающей полости. При движении поршня 3 ступени I вниз происходит всасывание воздуха в цилиндр. При движении поршня 3 вверх воздух сжимается до значения $P_{I\ max}$ и вытесняется в промежуточный ресивер для охлаждения. После охлаждения этот воздух направляется во всасывающую полость цилиндра II ступени, где поршнем 5 сжимается до заданного давления $P_{II\ max}$.

Изменение значений давления в цилиндрах ступеней I и II по пути движения поршней 3 и 5 характеризуется индикаторными диаграммами (рис. 97б), данные для построения которых приведены в таблице 97.2.

Смазка компрессора осуществляется масляным насосом 15 кулачкового типа (кулачок 16, толкатель 17, см. рис. 97в), расположенного в картере и приводимого в движение зубчатой передачей 13-14 (см. рис. 97а). Закон изменения ускорения толкателя (плунжера насоса) показан на рис. 97г.

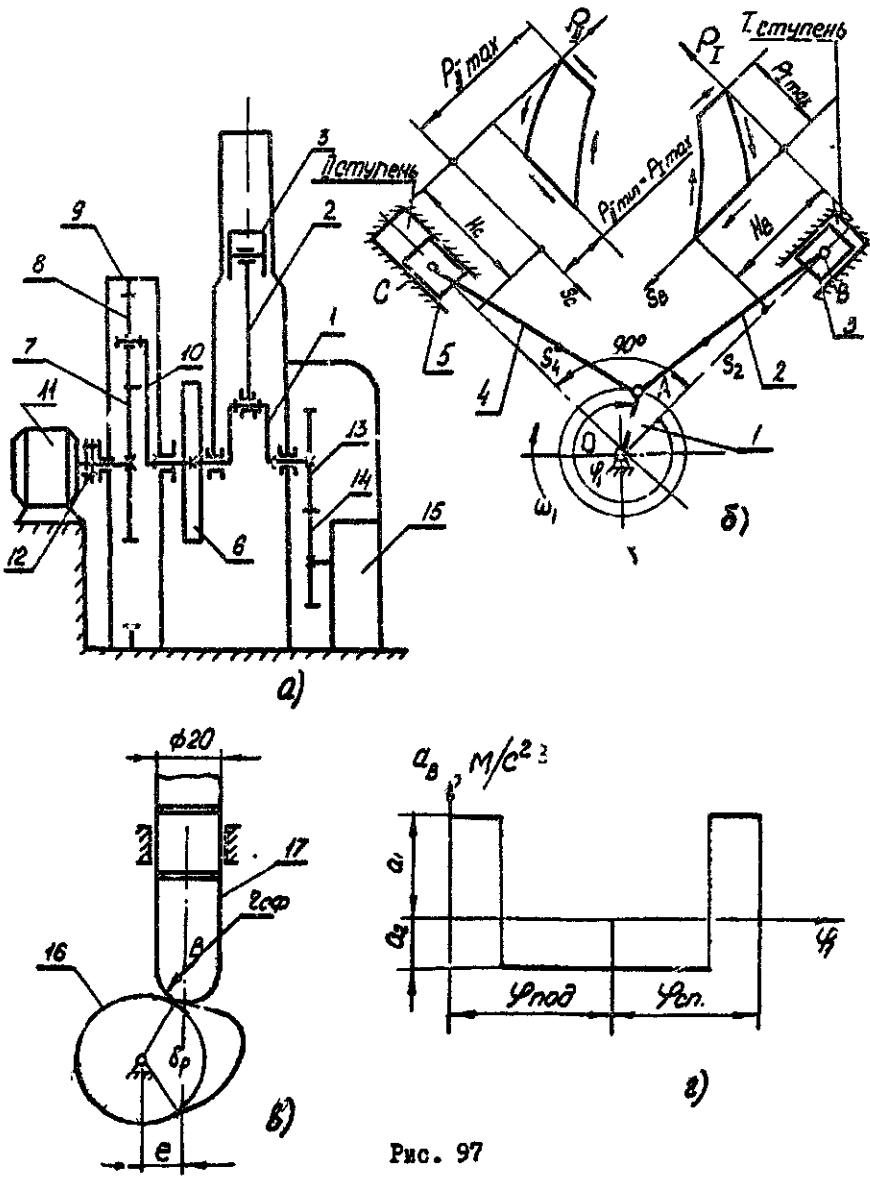


Рис. 97

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Таблица 97.1

№ п/п	Параметр	Обозначение	Размерность	Числовые значения вариантов										
				A	B	В	Г	Д						
1	2	3	4	5	6	7	8	9						
1.	Средняя скорость поршня	$v_{ср}$	м/с	4	4,27	3,87	4,20	4,07						
2.	Частота вращения вала электродвигателя	$n_{эд}$	c^{-1}	4	48,66	48,66	48,66	48,66						
3.	Частота вращения вала компрессора	n_1	c^{-1}	10	10,16	9,66	1,0	10,16						
4.	Относительное положение центра масс шатуна 2	$r_{сш2}/L_{сш}$	-	0,3	0,35	0,4	0,45	0,3						
5.	Относительное положение центра масс шатуна 4	$r_{сш4}/L_{сш}$	-	0,3	0,35	0,4	0,45	0,3						
6.	Отношение длины шатуна 2 к длине кривошипа I	$L_{сш2}/L_{сш1}$	-	4	3,5	3	3	4						
7.	Диаметр цилиндра I ступени	d_1	м	0,2	0,25	0,3	0,25	0,2						
8.	Диаметр цилиндра II ступени	d_2	м	0,12	0,15	0,18	0,15	0,12						
9.	Максимальное давление в цилиндре I ступени	$P_1 \text{ max}$	МПа	0,294	0,235	0,255	0,294	0,313						
10.	Максимальное давление в цилиндре II ступени	$P_2 \text{ max}$	МПа	0,882	0,705	0,765	0,882	0,939						
11.	Масса поршня 3	m_3	кг	1,0	1,25	1,5	1,25	1,0						
12.	Масса поршня 5	m_5	кг	0,6	0,75	0,9	0,75	0,6						
13.	Масса шатунов 2 и 4	$m_2 = m_4$	кг	0,8	1,0	1,2	1,0	0,8						
14.	Момент инерции шатуна относительно оси центра масс	$J_{сш}$	$кг \cdot м^2$	0,21	0,24	0,28	0,24	0,21						
15.	Момент инерции ротора электродвигателя	$J_{рэд}$	$кг \cdot м^2$	0,075	0,075	0,075	0,075	0,075						
16.	Момент инерции редуктора и коленчатого вала, приведенный к валу I	$J_{рп}$	$кг \cdot м^2$	0,6	0,65	0,6	0,65	0,6						

1	2	3	4	5	6	7	8	9
17	Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала I	δ	-	0,05	0,04	0,045	0,04	0,05
18	Угловая координата для силового расчета (рис. 97б)	φ	град	30	120	180	240	330
19	Угол рёжачего профиля кулачка	$\beta_{р\epsilon\delta}$	град	180	150	120	150	180
20	Ход плунжера насоса (толкателя кулачкового механизма)	h	мм	0,020	0,019	0,018	0,017	0,016
21	Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	15	20	25	30	20
22	Эксцентриситет толкателя	e	мм	0,005	0,002	0	0,01	0,004
23	Отношение величин ускорений толкателя	$0_1/0_2$	-	2	1,5	>	2,5	1,5
24	Число зубьев колес I3, I4 (рис. 97в)	Z_{I3} Z_{I4}	-	15 10	18 12	20 14	22 15	19 13
25	Модуль зубчатых колес I3, I4	m	мм	4	4	4	4	4

Значения давления в цилиндрах компрессора в долях максимального давления в зависимости от положения поршня

Таблица 97.2

Относительное перемещение поршня (в долях хода H)	Давление воздуха (в долях $P_{I, max}$) в цилиндрах I ступени	Давление воздуха (в долях $P_{II, max}$) в цилиндрах II ступени	$S_B, \frac{S_C}{H_B}, \frac{H_C}{H_C}$		0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
			$\frac{P_I}{P_{I, max}}$	$\frac{P_{II}}{P_{II, max}}$											
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I
I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I

Задание № 98

Проектирование и исследование механизмов движения
легкового автомобиля

Механизм движения автомобиля (рис. 98а) состоит из двигателя I с маховиком и механизмом газораспределения, трансмиссии, включающей муфту сцепления и планетарную коробку передач 2, карданный вал 3 с дифференциалом и ведущие колеса 4. Двигатель внутреннего сгорания – двухтактный трехцилиндровый с вертикальным рядным расположением цилиндров (рис. 98б). Характер изменения давления в цилиндрах в зависимости от хода поршня показан на индикаторной диаграмме (рис. 98в), которая строится по данным табл. 98.2. Основной механизм двигателя состоит из трех одинаковых кривошипно-ползунных механизмов, кривошипы которых развешены на общем коленчатом валу со сдвигом в 120° (рис. 98г), а шатуны 2, 4, 6 и поршни 3, 5, 7 перемещаются в параллельных плоскостях. Рабочий цикл двухтактного двигателя совершается за один оборот коленчатого вала, а рабочие процессы повторяются в каждом цилиндре со сдвигом в 120° .

Управление газораспределением двигателя осуществляется кулачковым механизмом с кулачком 9 и с поступательно движущимся толкателем 10 (рис. 98д), закон изменения ускорения которого (a_B, φ) представлен на рис. 98е. Движение кулачкового вала осуществляется зубчатыми колесами 11-12 с передаточным отношением $u = 1$.

Планетарная коробка передач (рис. 98ж) состоит из двухрядного планетарного редуктора смешанного зацепления с тремя сателлитами ($K = 3$) и рядовой передачи 13-14.

После движения автомобиля по горизонтальному участку пути с постоянной скоростью при установившемся моменте сопротивления $M_c^{уст}$ начинается подъем. При подъеме момент сопротивления $M_c^{под}$ на валу двигателя меняется по линейному закону $M_c^{под} = M_c^{уст} + 23\alpha \left(\frac{\varphi}{2\pi}\right)$.

При выполнении задания график $t = f(\varphi)$ построить для поворота вала двигателя на угол $\varphi = 2\pi$ после начала подъема пути.

При проектировании механизмов движения автомобиля считать известными параметры, приведенные в таблице 98.1.

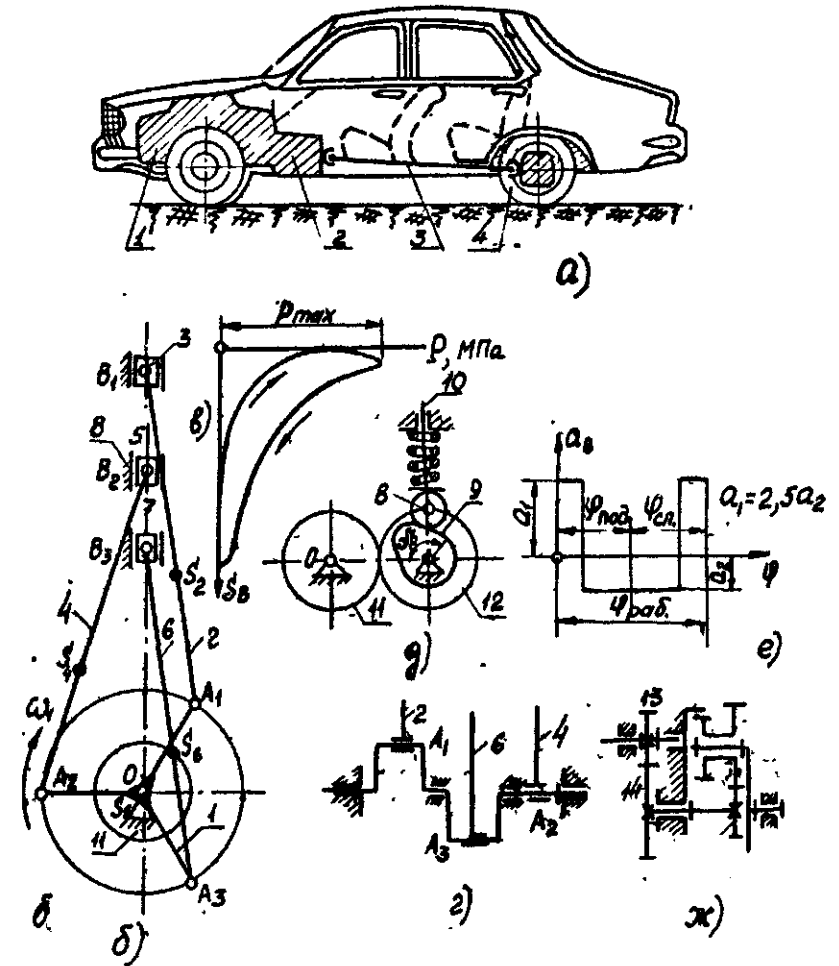


Рис. 98

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ п/п	Параметр	Обозначение	Размерность	Числовые значения вариантов										
				А	Б	В	Г	Д	Е	Ж	З	И		
1	2	3	4	5	6	7	8	9						
1	Средняя скорость поршня	$(U_B)_{cp}$	м/с	16,0	12,0	13,0	13,7	13,6						
2	Частота вращения коленчатого вала двигателя	n_1	с ⁻¹	80	73	70	71	72						
3	Отношение длины шатуна 2(4,6) к длине кривошипа 1	l_{AB}/l_{OA}	-	3,6	3,7	3,6	3,5	3,8						
4	Отношение расстояния от центра тяжести шатуна до точки А к длине шатуна	l_{AS}/l_{AB}	-	0,28	0,77	0,28	0,26	0,30						
5	Масса шатуна	$m_2 = m_4, m_6$	кг	0,36	0,36	0,35	0,34	0,35						
6	Масса поршня	$m_3 = m_5 - m_7$	кг	0,40	0,58	0,36	0,35	0,37						
7	Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через центр тяжести шатуна	$J_{25} = J_{45} = J_{65}$	кг·м ²	0,002	0,002	0,0019	0,0018	0,0021						
8	Диаметр цилиндров	d	м	0,080	0,082	0,078	0,076	0,080						
9	Максимальное давление в цилиндре двигателя при номинально, нагрузке	$P_{ном}$	МПа	2,80	2,78	2,62	2,68	2,70						
10	Коэффициент момента сопротивления	α	-	0,19	0,20	0,21	0,19	0,20						
11	Приведенный к валу двигателя момент инерции вращающихся деталей привода автомобиля	J_I	кг·м ²	0,60	0,58	0,56	0,57	0,58						

Продолжение табл. 98.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
12	Угловая координата кривошипа для силового расчёта	φ_1	град	30	60	90	120	150
13	Число зубьев колес 13 и 14	Z_{13}	-	14	16	12	11	10
14	Модуль зубчатых колес	Z_{14}	мм	35	40	26	39	40
15	Передаточное отношение планетарного редуктора	m	-	5	4	5	4	4
16	Ход толкателя 10 кулачкового механизма	u	-	17/2	19/2	25/3	29/3	31/3
17	Угол рабочего профиля кулачка 9	h	мм	9	8,5	9,5	10	8
18	Максимально допустимый угол давления кулачка	σ_p	град	100	120	90	100	180
19	Угол наклона линии зуба	α_{den}	град	28	30	28	30	35
		β	град	0	14	18	30	0

Давление в цилиндре двигателя (в долях P_{max}) в зависимости от положения поршня

Путь поршня (в долях 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 P/P_{max}	0,29	0,23	0,20	0,16	0,1	0,06	0,04	0,03	0,015	0,008	0,007	0,006	0,002
Расширение P/P_{max}	0,29	1	0,9	0,71	0,5	0,36	0,29	0,24	0,17	0,165	0,135	0,115	0,2

Задача № 99

Проектирование и исследование механизмов подачи заготовок в рабочую зону технологической машины

Данное устройство (рис. 99а) предназначено для дискретной подачи заготовок из накопителя. По команде управляющей системы в рабочую зону технологической машины, при помощи транспортирующего штока 5 из накопителя 6 подаются заготовки 8. Поступательное движение штока 5 с роликом 4 на длину хода H_5 осуществляется от пневмоцилиндра I при помощи штока 2 и кулисы 3. Обратный ход механизма в исходное положение происходит за счет воздействия пружины 7, механическая характеристика которой приведена на рис. 99б.

Задержка заготовок 8 в накопителе 6 производится отсекающим устройством 9, жестко связанным с вращающимся толкателем 10 кулачкового механизма. Кулачок II получает движение от электродвигателя 12 через планетарный редуктор с колесами 13, 14, 15, 16 и водилом 17, через зубчатую передачу 18-19 и однооборотную муфту 20. Срабатывание муфты при нажиме кулисы 3 на рычаг 21 вызывает поворот кулачка II на один оборот (2π).

Изменение ускорения толкателя 10 (a_{10}^r, φ_{11}) показано на рис. 99в.

Устройство работает в режиме пуск-останов. Требуемое давление в полости пневмоцилиндра рассчитывается из условия двукратного превышения момента сил давления воздуха в пневмоцилиндре относительно оси С над моментом сил трения в направляющих и моментом сил упругости пружины P_n'' в конце рабочего хода H_{21} .

Минимальная сила сжатия P_n' пружины в конце обратного хода определяется из условия двукратного превышения момента сил упругости пружины относительно оси С над моментом сил трения в направляющих в конце обратного хода.

Эти условия для пружины определяются соотношениями

$$P_n' = \frac{2 m_s \cdot g \cdot f \cdot l_{D/C} \cdot \cos \alpha'_{35}}{l_{B/C} \cdot \cos \alpha'_{23}} ; \quad P_n'' = P_n' + C \cdot H_{21} ,$$

для пневмоцилиндра -

$$p \cdot \frac{\pi d_n^2}{4} \cdot l_{bc} \cdot \cos \alpha'_{23} = 2[(m_5 + m_{302}) g \cdot f \cdot l_{D'C} \cdot \cos \alpha''_{35} + P_n'' \cdot l_{B'C} \cdot \cos \alpha''_{23}]$$

где α'_{35} , α'_{23} , α''_{35} , α''_{23} - углы давления при передаче сил между звеньями 3 и 5, 2 и 3 в начале и конце рабочего хода штока 2;

- C - жесткость пружины, н/м;
- H_{21} - ход штока 2 в пневмоцилиндре, м;
- p - давление в пневмоцилиндре, Па;
- f - коэффициент трения;
- $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;
- m_5 - масса ползуна 5, кг;
- m_{302} - масса заготовки, кг;
- d_n - диаметр пневмоцилиндра, м;
- $l_{D'C}$, $l_{D'F}$, l_{BC} - расстояние между соответствующими точками в начале и конце рабочего хода штока 2.

При проектировании механизма принять следующие допущения и условия:

1. Ход штока в пневмоцилиндре равен перемещению толкателя, а длина штока равна длине цилиндра.

2. Центр масс звена 3 расположен на оси вращения С.

Центры масс звеньев 1, 2 и 5 расположены посередине длины звеньев.

3. Моменты инерции звеньев определять по формуле

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

где m_i - масса i -го звена, кг;

l_i - длина i -го звена, м.

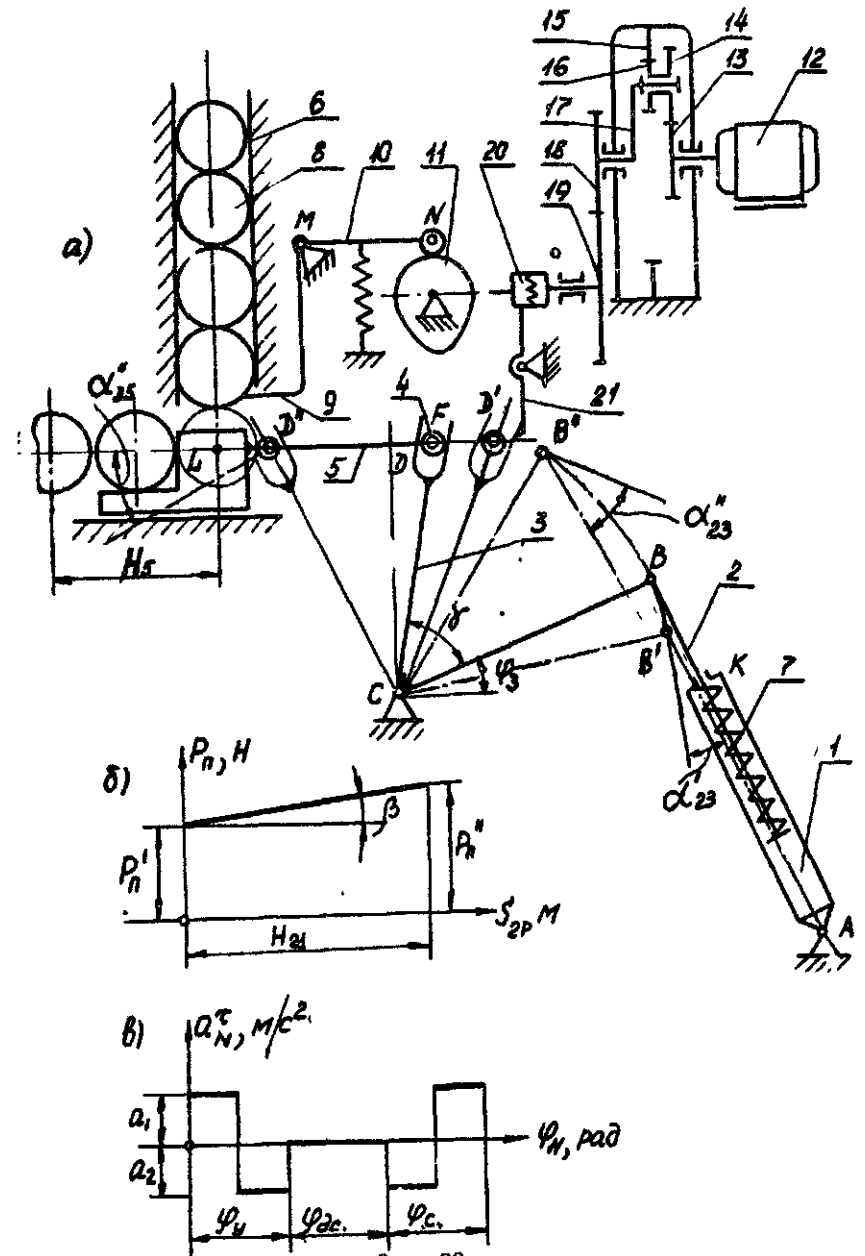


Рис. 99

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Таблица 99.1

№ п/п	Параметр	Обозначение	Размерность	Числовые значения вариантов				
				A	B	B	Г	Д
I	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Перемещение штока 5 за один ход	H ₅	м	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
2	Соотношение между размерами кулисы 5 в предельных положениях и коромысла СВ: $\lambda_3 = CD'/CB = CD''/CB$	λ_3	-	I	I	I	I	I
3	Конструктивный угол между кулисой 5 и коромыслом СВ	γ	град	60	45	60	30	45
4	Относительные размеры звеньев: штока 5 ($\lambda_5 = FL/H_5$) штока 2 ($\lambda_2 = (AB)_{\text{min}}/H_5$) цилиндра ($\lambda_1 = (AB)_{\text{min}}/AK$)	λ_5 λ_2 λ_1	- - -	I,5 I,2 I,1	I,5 I,2 I,1	I,5 I,2 I,1	I,5 I,2 I,1	I,5 I,2 I,1
5	Допустимый угол давления в рычажном механизме	$\alpha'_{\text{доп}}$	град	30	35	25	30	35
6	Масса заготовки (детали)	$m_{\text{заг}}$	кг	50	60	70	55	65
7	Масса штока 5	m_5	кг	7	8	10	8	7
8	Масса штока 2	m_2	кг	5	5	5	5	6
9	Масса цилиндра	m_1	кг	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5
10	Момент инерции кулисы 3 относительно оси вращения С	J_{3c}	кг.м ²	3,2	3,0	3,5	4,0	4,5
11	Коэффициент трения штока 5 в направляющих	f	-	0,15	0,12	0,15	0,12	0,15

Продолжение табл. 99.1

I	2	3	4	5	6	7	8	9
12	Жесткость возвратной пружины	C	н/м	200	200	200	200	200
13	Диаметр пневмоцилиндра	d _н	м	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
14	Частота вращения электродвигателя	ρ_3	с ⁻¹	24	24	24	24	24
15	Угловая координата кулисы для силового расчёта	ρ_3	град	20	35	20	50	35
16	Угол поворота толкателя 10	β_{max}	град	25	20	25	20	25
17	Фазовый угол удаления толкателя	$\rho_{\delta c}$	град	120	100	90	100	90
18	Фазовый угол дальнего стояния толкателя	$\rho_{\delta c}$	град	120	120	120	120	120
19	Фазовый угол сближения толкателя	$\rho_{\delta c}$	град	120	100	90	100	90
20	Допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha'_{\text{доп}}$	град	30	25	28	25	30
21	Частота вращения кулачка	n_{11}	с ⁻¹	I	I	I	I	I
22	Передаточное отношение зубчатой передачи	U_{18-19}	-	2	1,54	1,36	1,5	2,2
23	Число зубьев колеса 18	Z_{18}	-	12	13	14	12	10
24	Модуль зубчатых колес	m	-	3	3	3	3	3

Задание № 100

Проектирование и исследование механизмов мундштучной стержневой машины

Мундштучная стержневая машина типа КТЗ предназначена для изготовления стержней постоянного сечения в формовочном производстве литейных цехов.

Стержневая смесь загружается в бункер Б машины (рис. 100а) и ленточным транспортером Т подается в приемную воронку У. Плунжеры П, закрепленные на общем ползуне 5, совершают возвратно-поступательное движение по направляющим 6. Во время рабочего хода плунжеры через мундштуки-насадки М проталкивают порции смеси, уплотняя ее и обрезают стержни. Сформованные стержни на приемном столе И разрезаются на куски определенной длины и далее транспортируются на лентку.

Ползун 5 приводится в движение рычажным механизмом, состоящим из кривошипа 1, шатунов 2, 4 и коромысла 3, от электродвигателя Э (рис. 100б) через зубчатую передачу Z_1, Z_2 и планетарный редуктор Р с колесами $Z_3 \div Z_6$.

Для предотвращения зависания в воронке У подаваемой смеси установлен разрыхлитель Г с пальцами, который получает движение от кулачкового механизма с толкателем 8 и кулачком 7. Кулачок 7 получает движение от вала кривошипа через цепную передачу Ю со звездочкой 9.

График изменения давления $(R_i/P_{max} \cdot S_i/H)$ прессования смеси представлен на рис. 100в, а график изменения ускорения (a_i^r, φ_i) толкателя — на рис. 100г. Масса звеньев механизма и моменты их инерции даны ориентировочно. Положения центров масс звеньев считать посередине. Массой и моментами инерции звеньев, значения которых не заданы, в расчетах пренебречь.

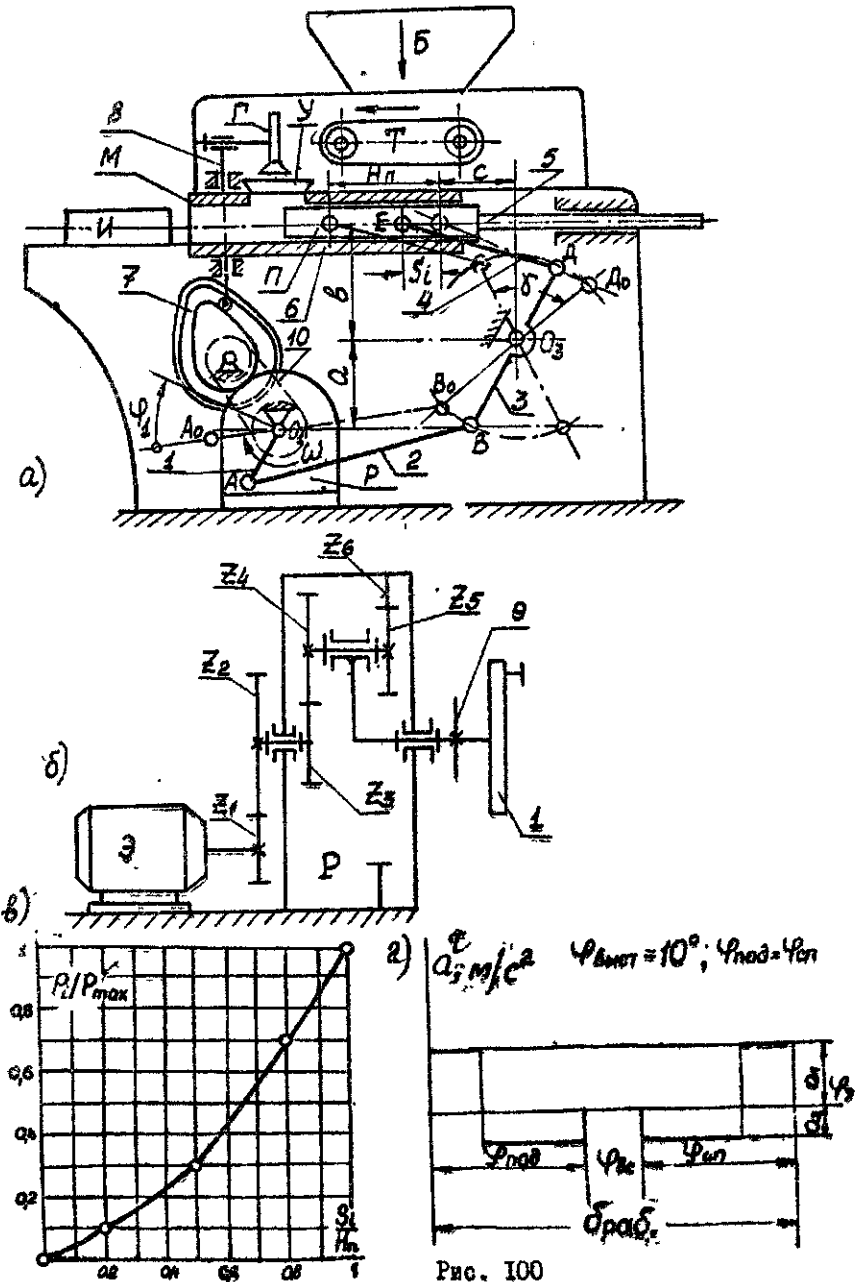


Рис. 100

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ п/п	Параметр	Обозначение	Размерность	Численные значения вариантов					
				A	B	В	Г	Д	E
I	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Максимальная длина хода плунжера II	M_n	м	0,327	0,350	0,372	0,400	0,436	0,430
2	Частота вращения кривошипа I	$n_{кр}$	c^{-1}	3,4	3,7	4,0	4,5	4,8	5,0
3	Частота вращения электродвигателя	n_3	c^{-1}	24	24	24	24	24	24
4	Движущий момент на валу электродвигателя	M_0	Н.м	16	16	16	16	16	16
5	Максимальное давление пресования	P_{max}	МПа	0,55	0,58	0,62	0,64	0,68	0,70
6	Коэффициент изменения средней скорости плунжера	K_v	-	1,10	1,15	1,20	1,18	1,12	1,1
7	Диаметр плунжера	d	м	0,030	0,032	0,034	0,036	0,038	0,04
8	Число плунжеров	i	-	8	8	8	6	6	6
9	Угол размаха коромысла 3	δ	град	70	75	72	68	65	62
10	Длина коромысла 3	$l_{к03}$	м	0,354	0,360	0,365	0,370	0,380	0,395
11	Длина шатуна 4	$l_{ш4}$	м	0,303	0,310	0,315	0,318	0,324	0,336
12	Конструктивные размеры рычажного механизма	a	м	0,485	0,490	0,50	0,480	0,475	0,495
13		b	м	0,303	0,310	0,312	0,316	0,320	0,324
14		c	м	0,133	0,140	0,145	0,148	0,150	0,142

Продолжение табл. 100

I	2	3	4	5	6	7	8	9	10				
										15	16	17	18
15	Масса шатуна 2	m_2	кг	24	26	28	30	34	36				
16	Масса коромысла 3	m_3	кг	18	20	22	25	28	30				
17	Масса ползуна 5	m_5	кг	36	38	40	36	39	40				
18	Суммарный момент инерции маховика планетарного редуктора зубчатых колес Z_1 и Z_2 и ротора электродвигателя, приведенный к валу кривошипа I	J_I	кг.м ²	15	17	18,5	19,0	20,0	22				
19	Момент инерции шатуна 2	J_{2s}	кг.м ²	0,8	0,9	0,7	0,8	0,9	0,8				
20	Момент инерции коромысла 3	J_{30}	кг.м ²	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,2				
21	Угловая координата кривошипа I для силового расчета	φ_1	град	30	40	20	50	10	45				
22	Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\alpha_{доп}$	град	40	35	32	38	36	40				
23	Соотношения между величинами ускорения толкателя	$\lambda = \frac{a_1}{a_2}$	-	1,8	2,0	1,5	1,6	1,7	1,9				
24	Частота вращения кулачка	n_k	c^{-1}	6,8	7,4	7,8	8,0	8,4	8,6				
25	Ход толкателя кулачкового механизма	h	м	0,016	0,020	0,018	0,022	0,015	0,02				
26	Число сегментов планетарного редуктора	K	-	3	3	3	3	3	3				
27	Число зубьев зубчатых колес	Z_1	-	11	12	13	14	15	12				
		Z_2	-	20	21	22	23	24	18				
28	Модуль зубчатых колес	m	м	5	5	5	5	5	5				