#### **1**

#### Московский Государственный Технический Университет им. Н.Э. Баумана

сборник заданий “Поршневые машины” для курсового проекта по курсу «Теория механизмов» с пояснениями по выполнению

Электронная версия

Под редакцией Леонова И.В.

МГТУ им. Н.Э. Баумана

1999 г.

Рецензенты: Е.П. Кудрявцев, В.Д. Дудко

Леонов И.В., Каганова В.В., Каганов Ю.Т., Леонов Д.И., Чернышова И.Н. Сборник заданий для курсового проекта по курсу «Теория механизмов» с пояснениями по выполнению. - М.:МГТУ. –1998г.-35 с., илл.

Сборник заданий составлен в соответствии с программой курса «Теория механизмов» и представляет собрание переработанных заданий на проектирование поршневых машин, представленных в более ранних изданиях авторов. Содержит задания на курсовой проект по теории механизмов с краткими пояснениями принципов работы машин и пояснениями по выполнению проекта. Для студентов третьего курса при выполнении курсового проекта по курсу основы проектирования машин, часть 1 “Теория механизмов и механика машин”. При подготовке издания были использованы оригинальные тексты сборников заданий для курсового проекта по курсу «Теория механизмов», номера которых сохранены и указаны.

Табл. 6, илл. 25, библигр. 7 наим.

Редакция заказной литературы

Леонов Игорь Владимирович (Разделы 1, 2 , 3, 4, 5), раздел 6 составлен авторами: Каганова Валентина Викторовна, Каганов Юрий Тихонович, Леонов Дмитрий Игоревич, Чернышова Ирина Николаевна.

Сборник заданий для курсового проекта по курсу «Теория механизмов» с пояснениями по выполнению.

**СОДЕРЖАНИЕ:**

1. Объем и содержание курсового проекта.
2. Схема основного механизма.
3. Рабочий процесс машины и индикаторная диаграмма.
4. Проектирование основного механизма.
5. Выбор параметров зубчатой передачи с неподвижными осями и планетарного редуктора
6. **Задания на проект:**

# Задание № 1э. (Леонов И.В., Леонов Д.И)

Проектирование и исследование судовой установки с ДВС

## Задание № 2 Э.(Леонов И.В., Леонов Д.И.)

## Проектирование и исследование механизмов мотоцикла

Задание № 3 э. (Леонов И.В., Чернышова И.Н.).

Проектирование и исследование механизмов электрогенератора с приводами от ДВС.

Задание № 4 э. (Леонов Д.И.)

Проектирование и исследование механизмов измельчителя отходов пластмасс с приводами от ДВС.

Задание № 5 э. (Леонов И.В., Леонов Д.И.).

Проектирование и исследование буровой силовой установки с двигателем внутреннего сгорания

Задание № 6 э. (Леонов И.В., Леонов Д.И.)

Проектирование и исследование механизмов грузоподъемной установки с ДВС

Задание № 60. (Леонов И.В).

Проектирование и исследование конвейера с приводом от ДВС

Задание № 79. (Леонов И.В.)

Проектирование и исследование механизмов мотороллера

Задание № 136. (Леонов И.В., Леонов Д.И.).

Проектирование и исследование силовой установки газового компрессора

Задание № 137. (Леонов И.В.).

Проектирование и исследование одноступенчатого воздушного компрессора

Задание № 138. (Леонов И.В., Леонов Д.И.).

Проектирование и исследование двухцилиндрового одноступенчатого воздушного компрессора

Задание № 139. (Леонов И.В., Леонов Д.И.).

Проектирование и исследование силовой установки поршневого насоса

Задание № 140 (Леонов И.В., Леонов Д.И.).

Проектирование и исследование силовой установки для перекачки сжиженного газа.

Задание № 147 (Леонов И.В., Леонов Д.И.).

Проектирование и исследование силовой установки для перекачки сжиженного газа

Задание № 148. (Леонов И.В., Леонов Д.И.).

Проектирование и исследование силовой установки питательного насоса

Задание № 149. (Леонов И.В.)

Проектирование и исследование механизмов дозировочного насоса двойного действия.

Задание № 150. ( Леонов И.В., Леонов Д.И.).

Проектирование и исследование двухступенчатого воздушного компрессора

Задание № 151. ( Леонов И.В., Леонов Д.И.).

Проектирование и исследование газоперекачивающего компрессора

Задание № 152 э. (Леонов И.В., Леонов Д.И.)

Проектирование и исследование механизмов измельчителя отходов пластмасс с электроприводом

Приложение: Программа расчета кинематических параметров и параметров динамической модели одноцилиндровой поршневой машины.

Список литературы.

**1.Объем и содержание курсового проекта**

Общий объем курсового проекта - 4 листа.

**Лист 1.** ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОСНОВНОГО МЕХАНИЗМА, ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЕГО ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ И ЗАКОНА ДВИЖЕНИЯ.

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

Примечание. Массы и моменты инерции звеньев, которые не заданы, необходимо определить приближенно.

При работе рекомендуется использовать: Учебное пособие для курсового проектирования по теории механизмов: часть 1. Под редакцией Архангельской. -М.: МВТУ, 1985 г.-68 с.

**Лист 2.** СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ОСНОВНОГО МЕХАНИЗМА.

1.Определение углового ускорения звена приведения динамической модели в заданном положении механизма по уравнению движения. Определение линейных ускорений центров масс, угловых ускорений звеньев и сил инерции.

2.Построение картины силового нагружения механизма.

3.Определение сил в кинематических парах механизма.

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

При работе можно использовать пособие: Лукичев, Тимофеев. Определение усилий в кинематических парах рычажных механизмов с применением ЕС ЭВМ .

**Лист 3.** ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ И ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА.

1.Выполнение геометрического расчета эвольвентной зубчатой передачи при нарезании колес инструментом со стандартным реечным исходным контуром (α0=20°, hα\* =1, C\* =0,25).

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

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

4.Проектирование планетарного редуктора (подбор числа зубьев) по заданному передаточному отношению редуктора и числу сателлитов с допустимым отклонением Uред ± 5%. Колеса планетарного редуктора нулевые; модуль колес условно принять равным единице.

1. Построение треугольников линейных скоростей звеньев спроектированного редуктора. Проверка передаточного отношения редуктора графическим способом.

При работе рекомендуется использовать: Проектирование зубчатых передач и планетарных механизмов с использованием ЭВМ. Под редакцией Тимофеева Г.А.-М.: МВТУ,1987 г.-72 с.

**Лист 4.** ПРОЕКТИРОВАНИЕ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА.

1. Построение кинематических диаграмм движения толкателя (аналогов ускорения и скорости, перемещения) по заданному закону движения толкателя по углу поворота кулачка.
2. Определение основных размеров кулачкового механизма наименьших габаритов с учетом максимально допустимого угла давления (ν доп).
3. Построение профиля кулачка (центрового и конструктивного).
4. Построение диаграммы изменения угла давления в функции угла поворота кулачка.

При работе можно использовать пособие: Проектирования кулачковых механизмов с использованием ЭВМ. Под редакцией Фролова К.В.-М.:МВТУ,1987 .-58 с.

**РАСЧЕТНО—ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА**

Проект сопровождается расчетно—пояснительной запиской объемом 10-20 с. машинописного текста, оставляя поля: слева-30, справа-10, сверху и снизу по 20 мм (текст может быть выполнен и вручную на белой бумаги с одной стороны).

Записка должна содержать :

1. Титульный лист, отражающий факультет, группу, Ф.И.О. студента, дату окончания и название работы.
2. Реферат, отражающий содержание работы (не более 1 с.).

3. Оглавление работы по основным этапам работы.

1. Задание и исходные данные на проектирование.

При оформлении этой части записки студенту разрешается использование текста и рисунков электронной версии выданного задания со ссылкой на нее.

5. Описание основных этапов проектирования машины.

(можно по разделам задания по листам.) Например:

1.1.Проектирование основного механизма.

1.2.Определение параметров динамической модели.

В каждом из этапов необходимо четко выделить цели, исходные и выходные данные, а также применяемые методы расчета с основными допущениями. (Например : проектирование по средней скорости движения с целью определения основных размеров звеньев). Следует также привести краткий алгоритм расчета (без выводов формул). Все расчеты необходимо свести в таблицы, соответствующие алгоритму расчета (Например: по углу поворота кривошипа, при расчетах угол брать в радианах).

6.При проведении расчетов необходимо указать общую формулу, сделать подстановку численных данных и привести ответ с указанием размерности результата. Допускается проводить расчеты только в ситеме СИ.

7.Выводы по проделанной работе.

8.Список литературы. Например***:***

1. Попов С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин: Учебное пособие для машиностроит. спец. вузов / Под ред. К.В. Фролова - М.: Высш.шк., 1986. – 295 с.,ил.
2. Леонов.И.В. Динамика машинного агрегата при неустановившихся режимах движения: Учебное пособие по курсу “Основы проектирования машин”. - М.:МГТУ, 1990г.-62 с., ил.
3. Использование ЭВМ в курсовом проектировании по теории механизмов: Учебное пособие / Под ред.И.В.Леонова. - М.:МВТУ.-1984г.
4. Сборник заданий для курсового проекта по курсу “Теория механизмов. Номер. Год издания

#### Московский Государственный Технический Университет им. Н.Э. Баумана

Факультет

Группа

Курсовой проект по основам проектирования машин.

Название проекта:

Студент: ф.и.о

Консультант:

МГТУ 1999

**2.Схема основного механизма.**

В настоящее время для преобразования поступательного движения поршня во вращательное движение вала в большинстве случаев используется кривошипно-ползунный механизм, показанный на рисунке 1., где:

1. Кривошип, совершающий вращательное движение вокруг точки (О) и принимаемый в качестве звена приведения динамической модели;
2. Шатун (S2 - центр масс);
3. Поршень ( ползун, 6-крейцкопф);
4. Стойка;
5. Маховик, который в некоторых случаях может быть расположен и на других вращающихся звеньях.

**P** **F** **ВМТ**

3

**H** **1**

**B**

**HMT S**

2

**A** 5

1

**ϕ1**

**O**  **рис. 1.**

4

**SB**

Однако, реальные поршневые машины (двигатели внутреннего сгорания, компрессоры и насосы) часто в целях унификации деталей выполняются многоцилиндровыми (i—число цилиндров). Встречаются машины «двойного» действия, в которых рабочий цикл осуществляется и при «прямом» и при «обратном» движении поршня, а боковые усилия воспринимаются не поршнем, а дополнительным звеном – крейцкопфом .

Применение многоцилиндровых машин решает многие проблемы конструирования машин с минимизацией габаритных размеров и стоимости, а также обеспечения равномерности чередования рабочих процессов и снижения колебаний.

**3.Рабочий процесс и индикаторная диаграмма.**

Рабочий процесс поршневой машины связан с движением поршня и иллюстрируется индикаторной диаграммой в системе координат: Давление Р на поршень – перемещение S поршня.При принятых в теоретической механике правилах индикаторная диаграмма по отношению к линии атмосфернрого давления представляет диаграмму сил. В поршневых машинах принято принимать за положительное направление сил направление от поршня к центру вращения кривошипа, т.е. положительное направление силы соответствует избыточному далению в цилиндре. Давление в системе СИ всегда положительно и измеряется в Па,но для удобства в дальнейшем рассматриваются безразмерные координаты в виде отношений текущих давлений и перемещений к максимальным :

(P-P атм)/(P max-P атм); S/S max.

где :Р—текущее давление в цилиндре;Ратм = 105 Па - атмосферное давление;Рmax - максимальное давление;S - текущее перемещение поршня;Smax=H=2l0A максимальное перемещение (или ход поршня). Построение индикаторных диаграмм осуществляется в масштабах: По оси абцисс сохраняется масштаб μ S механизма. По оси ординат μ р = Y p max / P max , где Y p max – ордината изображения {мм }, P max- максимальное давление в цилиндре { Па }. Индикаторная диаграмма относительно линии атмосферного давления Р атм = 100000 Па представляет диаграмму сил в масштабе μ F =μ р / (π\* d \*d) {мм/ Н} .

Двигатели: Двухтактный двигатель внутреннего сгорания работает следующим образом: Движением вверх поршня производится сжатие горючей смеси или воздуха. В конце сжатия, кривая1 близко (рис.1.1.) к верхней мертвой точке (ВМТ) поршня начинается процесс сгорания и при движении поршня вниз (кривая 2) осуществляется ход расширения (рабочий ход) поршня. Около нижней мертвой точки (НМТ) открытием клапанов или окон начинается газообмен, процесс выпуска продуктов сгорания, затем процесс наполнения цилиндра свежим зарядом. В двухтактном ДВС процессы выпуска и впуска осуществляются около НМТ, а сжатие и рабочий ход осуществляется за два хода (Н) поршня (вверх и вниз), как показано на индикаторной диаграм-ме (рис.3.1.) соответствующие одному повороту кривошипа на угол 2π

В четырехтактном ДВС имеют место следующие процессы в цилиндре:

1.Сжатие. 2.Рабичий цикл или расширение. 3.Выпуск . 4.Впуск

Эти процессы осуществляются за два поворота кривошипа или коленчатого вала. Хотя давлениями на впуске и выпуске можно пренебречь по сравнению с атмосферным давлением ( Ратм ), диаграмму работы 4-х тактного двигателя следует рассматривать за полный цикл угла поворота кривошипа 4π(рис.3.2). Газообмен в цилиндре ДВС управляется с помощью ку-лачкового вала, связанного с коленчатым валом, или поршнем (в двухтакт-ном ДВС).Схема многоцилиндрового двигателя выбирается таким образом, чтобы обеспечить равномерное чередование вспышек в цилиндрах.Вмногоцилиндровых машинах диаграммы работ отдельных цилинд-ров накладываются друг на друга со сдвигом фаз, определяемым схемой двигателя (рис.1.) и рассматриваются за период движения главного вала машины. Площадь индикаторной диаграммы характеризует работу за цикл. Индикаторные диаграммы ДВС определяются также типом рабочего процесса: с самовоспламенением (дизель) или с искровым зажиганием рабочей смеси; данные для их построения приведены в таблицах 3.1. и 3.2.

В таблице 3.3. представлены диаграммы работы детандера - машины двигателя, которая преобразует энергию сжатого газа в механическую работу.

На рис. 3.1. показана индикаторная диаграмма двухтактного двигателя, стрелками показаны направления движения поршня кривошипно-ползунного механизма, изображенного ниже. На рис.3.2. показана диаграмма 4-х такт-ного двигателя. Работа поршневого детандера аналогична работе паровой машины, у которой сгорание не связанно с процессом в цилиндре, и происходит за один оборот кривошипа как у двухтактного ДВС.

Компрессоры и насосы: Процессы в одноступенчатых компрессорах и насосах осуществляются за период одного оборота кривошипа:

1.Сжатие.

2.Всасывание.

Принципы работы компрессоров и насосов похожи, но отличия заключается в рабочем теле (рис.3.4. , 3.5.). У компрессоров рабочим телом являются газы, обладающие значительной сжимаемостью. У насосов рабочим телом являются жидкости, сжимаемостью которых можно пренебречь. Работа компрессора происходит следующим образом : при движении поршня вверх ( кривая 1 на рис.1., рис.3.4) самодействующие клапаны закрыты и происходит сжатие газа , при достижении рабочего давления (Рmax) выпускной клапан открывается и газы из цилиндра вытесняются в ресивер; при движении поршня вниз (направления движения поршней показаны стрелками на индикаторных диаграммах) сначала происходит расширение остатков сжатых газов в меровом пространстве цилиндра, а затем автоматически открывается всасывающий клапан и происходит всасывание ( кривая 2) в цилиндр новой порции газов. Данные для построения индикаторных диаграмм одноступенчатых компрессоров приведены в таблице 3.4. Следует обратить внимание, что всасывание может происходить при давлении выше или ниже атмосферного Ратм = 100000 Па, при всасывании при давлении Р > Р атм сила давления на поршень направлена к центру вращения кривошипа и считается положительной. Поскольку при всасывании скорость поршня также направлена к центру вращения кривошипа, то угол давления между силой и скорость будет равен нулю и работа будет положительной. Таким образом при давлении на всасывании выше атмосферного на всасывании будет реализована положительная работа, ранее затраченная на сжатии рабочего тела, т.е.сила давления будет помогать движения поршня. При давлении на всасывании ниже атмосферного, наоборот, на сжатии будет преодолеваться сила сопротивления движению и затрачиваться работа, которой приписывают отрицательный знак, определяемый косинусом угла давления между силой и скоростью, который равен 180 градусов. На всасывании первой ступени компрессора давлении обычно ниже атмосферного, но при расчетах в силу его близости к атмосферному давлению при расчете сил им пренебрегают принимая действующую силу равной нулю. На всасывании второй ступени компрессора (таблица 3.4) давление равно давлению сжатия на выходе из первой ступени, поэтому на всасывании второй ступени возвращается часть работы, затраченная на сжатии в первой ступени. При равной весовой производительности обоих ступеней, объемный расход газа и диаметр поршня второй ступени компрессора будут меньше, чем в первой ступени. В обоих ступенях работа за цикл сжатия отрицательна и по модулю больше работы на всасывании. Алгебраическая сумма этих работ отрицательна и покрывается положительной работой двигателя. Выбор мощности двигателя производится из этих условий.

*Таблица 3.1.*

Значение давления Р в цилиндре **ДВС с искровым зажиганием** в долях максимального давления Рmax в зависимости от положения поршня SB.

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Путь поршня  (в долях хода Н) | SB  H | 0 | 0,025 | 0,05 | 0,1 | 0,2 |
| Расширение | Р-Ратм  (Рmax)-Ратм | 0,69 | 1,0 | 0,8 | 0,590 | 0,328 |
| Сжатие  Движение вверх | Р-Ратм  (Рmax)-Ратм | 0,69 | 0,5 | 0,360 | 0,260 | 0,130 |

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Путь поршня  (в долях хода Н) | SB  H | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 |
| Расширение | Р-Ратм  (Рmax)-Ратм | 0,214 | 0,148 | 0,100 | 0,079 |
| Сжатие  Движение вверх | Р-Ратм  (Рmax)-Ратм | 0,061 | 0,024 | 0,013 | +0,009 |

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Путь поршня  (в долях хода Н) | SB  H | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1,0 |
| Расширение | Р-Ратм  (Рmax)-Ратм | 0,069 | 0,062 | 0,043 | 0,40 |
| Сжатие | Р-Ратм  (Рmax)-Ратм | -0,002 | -0,008 | 0,010 | -0,013 |

*Таблица 3.2.* Значение давления в цилиндре **дизеля** в долях максимального давления в зависимости от положения поршня

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Путь поршня  (в долях хода  Н ) | SB  H | | | | | 0 | | | 0,02 | 0,05 | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 |
|  |  |  |  |  |  |  |  | Для движения поршня вверх | | | | | | | |
| Давление газа (в долях  Рmax ) | Сжатие  Р-Ратм  (Рmax)-Ратм | | | | | 0,863 | | | 0,5 | 0,318 | 0,204 | 0,114 | 0,073 | 0,045 |
|  |  |  |  |  |  |  |  | Для движения поршня вниз | | | | | | | |
|  | Расширение  Р-Ратм  (Рmax)-Ратм | | | | | 0,863 | | | 1 | 0,863 | 0,602 | 0,34 | 0,238 | 0,17 |

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Путь поршня  (в долях хода  Н ) |  | | | | | 0,5 | | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1,0 |
|  |  |  |  |  |  |  | Для движения поршня вверх | | | | | | |
| Давление газа (в долях  Рmax ) | Сжатие  Р-Ратм  (Рmax)-Ратм | | | | | 0,025 | | 0,014 | 0,005 | 0,001 | 0 | 0 |
|  |  |  |  |  |  |  | Для движения поршня вниз | | | | | | |
|  | Расширение  Р-Ратм  (Рmax)-Ратм | | | | | 0,129 | | 0,1 | 0,082 | 0,068 | 0,034 | 0 |

*Таблица 3.3.*Значение давления Р в цилиндре **детандера**  в долях максимального давления Рmax в зависимости от положения поршня

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Путь поршня  (в долях хода Н) | Sc  Hc | | | | 0 | | 0,05 | | | 0,1 | | | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | | | | 1,0 | | | | |
|  |  |  |  |  |  |  | |  |  | |  | Движение поршня 3 вправо вниз | | | | | | | | | |  | | |  | |  | | |
| Давление ( в долях Рmax ) | Р-Ратм  (Рmax)-Ратм | | | | 1,00 | | 1,00 | | | 1,00 | | | 1,00 | 0,97 | 0,72 | 0,52 | 0,40 | 0,30 | 0,24 | 0,19 | | | | 0,08 | | | | |
|  |  |  |  |  |  |  | |  |  | |  | Движение поршня 3 влево вверх | | | | | | | | |  | |  | | |  | |
|  |  | | | | 1,00 | | 0,48 | | | 0,37 | | | 0,21 | 0,10 | 0,08 | 0,08 | 0,08 | 0,08 | 0,08 | 0,08 | | | | 0,08 | | | | |

*Таблица 3.4.*Значения давлений в цилиндрах компрессора в долях максимального давления в

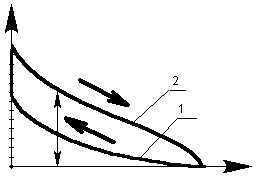
зависимости от положения поршня. Первая ступень

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Путь поршня  (в долях хода  Н) | SB  H |  | 0,0 | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1,0 |
| Давление воз духа в долях  Рmax | Р-Ратм  (Рmax)-Ратм | всасы  вание | 1 | 0,3 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
|  |  | сжа  тие | 1 | 1 | 1 | 0,55 | 0,38 | 0,27 | 0,18 | 0,12 | 0,08 | 0,04 | 0 |

*Таблица 3.4. (продолжение).* Значения давлений в цилиндрах компрессора в долях максимального давления в зависимости от положения поршня.  *Вторая* ступень

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Путь поршня  (в долях хода  Н) | SB  H |  | 0,0 | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1,0 |
| Давление воз духа в долях  ∧ Р | Р-Ратм  (Рmax)-Ратм | всасы  ва  ние | 1 | 0,3 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| (∧*Р=РII max—*  *PII min )* |  | сжа  тие | 1 | 1 | 1 | 0,55 | 0,38 | 0,27 | 0,18 | 0,12 | 0,08 | 0,04 | 0 |

*Р- Pатм* Рис. 3.1.Индикаторная диаграмма двухтактного ДВС



*Рmax-Ратм*

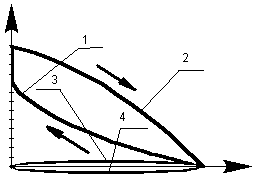
*1,0*

Уmax

*0*

*Уi  1,0*  *SB / H*

*Р- Ратм* Рис. 3.2.Индикаторная диаграмма четырехтактного ДВС



*Рmax-Ратм*

*1,0*

*0*

*Xmax*  *SB / H*

*0* *1,0*

**Р** **SB**

**F3 ϕ1**

*О* Рис.2.1.

*В*  *А*

*Р-Ратм*

*Рmax- Ратм*

Рис. 3.4.

Индикаторная диаграмма компрессора

(1)

(*2)*

*0 1,0 SB / Н*

*Р-Ратм*

*Рmax- Ратм*

*1,0*

(1)

Рис. 3.5. Индикаторная диаграмма насоса

Рmax- Ратм

(2)

1. *SB / Н*

*1,0*

**4.Проектирование основного механизма.**

Проектирование основного механизма при выбранной или заданной схеме (Рис.1) сводится к определению размеров звеньев, например LOA, LAB.

Для сложных машин, таких как **двигатель внутреннего сгорания,** задача не решается в рамках курса “Теория механизмов”, поэтому в задании на курсовой проект студентам предлагается методика расчета, связанная только с обеспечением таких важных кинематических параметров, как средняя скорость поршня, определяющих износ цилиндро - поршневой группы.

Если в задании на курсовой проект указывается частота вращения коленчатого вала двигателя –n1 (об/мин) и средняя скорость поршня VBср [ м/с ] за цикл, то необходимая длина кривошипа LOA[ м ] определяется по формуле

LOA = 15 × Vcp / n1; ( 1)

где: коэффициент 15 =60 / 4 служит для пересчета времени из минут в секунды при учете пути поршня за цикл, равный четырем длинам кривошипа.

Длина шатуна LAB определяется по заданному соотношению [ LAB / LOA ]

LAB = LOA × [ LAB / LoA ]; (2)

Диаметр поршня D определяется по заданному соотношению [D / LOA], если оно не задано, можно ориентировочно принимать его в пределах 0,9  1,1.

Исходные данные для проектирования основного механизма двигателя приводятся в таблице, приведенной в тексте задания.

*Таблица 4.1.* Исходные данные расчета основного механизма**.**

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ¹ | Исходный параметр  Проектирования | А | Б | В | Г | Д | ед. изм. |
|  |  | Вариант | | | | |  |
| 1. | Средняя скорость поршня |  |  |  |  |  | м/с |
| 2. | Отношение  [D / H] |  |  |  |  |  |  |
| 3. | Отношение  [ LAB / LoA ] |  |  |  |  |  |  |
| 4. | Отношение  [ LAS / LAB ] |  |  |  |  |  |  |
| 5. | ×астота вращения кривошипа n |  |  |  |  |  | об/мин |
| 6. | Максимальное давление в цилиндре  Pmax |  |  |  |  |  | Па или Мпа |
| 7. | Коэффициент неравномерности вращения кривошипа.  δ |  |  |  |  |  |  |

В тексте задания также приводятся необходимые другие данные, такие как схема расположения цилиндров механизма, число цилиндров и т.п.

**Масса поршня** рассчитывается как объем цилиндра с днищем:

m3 = ( π × D × Lп × h + ( π × D × D ) / 4 × h ) × ρ; (3)

где Lп ≈ D - высота поршня;

h = 0,005  0,01 (м) толщина стенок поршня;

ρ - плотность материала: ×угун ρч = 7,8 × 10 [кг/м];

Алюминиевые сплавы ρа = 2,7 × 10 [ кг/м];

Массу шатуна m2 приближенно можно принять равной массе поршня, момент инерции шатуна относительно центра масс можно рассчитать по его длине:

Is = m2 ×[ LAB / 12 ] ; (4)

Выходные данные расчетов по проектированию механизма следует занести в *таблицу 4.2:*

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Параметр | ед. Изм |  |
| Длина LoA | М |  |
| Длина LAB | М |  |
| Диаметр поршня D | М |  |
| Масса поршня m3 | Кг |  |
| Масса поршня m2 | Кг |  |
| Момент инерции шатуна Is | кг м |  |

Примечание: **Для компрессоров** задается объемная производительность, по которой необходимая определяется частота вращения кривошипа (5) n.Проектирование механизма одноступенчатого компрессора проводится по заданной производительности ( объемному расходу газа при нормальных атмосферных условиях Vh [м/мин] ).

Диаметр поршня:

 [ м ]; (5)

где: Vcp - средняя скорость поршня (м/с);

1. число цилиндров;

Для машины двойного действия необходимо при расчете по формуле 5 брать i=2.

Длина кривошипа:

LoA = D × ( H / D ) / 2= H / 2 ; (6)

где: H / D = 1 - отношение хода поршня H к диаметру;

Длина шатуна:

LAB = LOA × [ LAB / LoA ] ;

**Необходимая частота вращения кривошипного вала** компрессора:

n1 = 30 × Vcp / H [об/мин] (7)

**5 . Выбор параметров зубчатой передачи с неподвижными осями и схемы планетарного редуктора.**

Зубчатую передачу устанавливают при различии скоростей вращения кривошипа основного механизма и вала двигателя. При выбранной частоте вращения электродвигателя n дв ( 750 ,1500 или 3000 об/мин) и заданной средней частоты вращения кривошипа передаточное отношение редуктора определяется по формуле

U= n дв / n 1 . (8)

Передаточное отношение реализуется как правило выбором минимального количества зубьев шестерни Z1 (по согласовании с консультантом) из следующего ряда:

Z1=10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18;19.

Число зубьев второго колеса определяют по формуле

Z 2 = z 1 \* U (9)

Параметры исходного производящего контура инструмента выбирают по ГОСТ 13755-81:

α=20°; hα\*=1; С\*=0,25; Pf\*=0,38.

По этим параметрам строят изображение инструмента и производят расчет зубчатого зацепления и колес с помощью ЭВМ.

Для некоторых специальностей рекомендуется упрощенное изображение зубчатого зацепления, полученного в ходе выполнения лабораторной работы. Рабочий чертеж зубчатого колеса и вала изображают в масштабе 1:1 с указанием материалов, термообработки и прочих технических условий изготовления.

При разработке конструкции редуктора расчеты уточняются из условий контактной и изгибной прочностей. В приложении приведены справочные данные, небходимые для расчетов. Исходные данные выбирают по согласованию с консультантом. Рекомендемые передаточные отношения и схемы планетарных редукторов представлены в приложении. Более подробно проектирование зубчатых механизмов изложено в пособии [3].

###### 6. Задания на проектирование

# Задание № 1. (Леонов И.В., Леонов Д.И)

# **Проектирование и исследование судовой установки с двс**

Судовая установка состоит из двухцилиндрового четырехтактного двигателя внутреннего сгорания ( дизеля ), зубчатой передачи и гребного винта. Зубчатая передача состоит из реверс редуктора: передачи с неподвижными осями (передаточное отношение U = -1,8) и планетарного редуктора (передаточное отношение которого выбирается по заданной частоте гребного вала 40 об/мин). Основным механизмом двигателя является кривошипно- ползунный, который состоит из кривошипа 1, шатуна 2 и поршня 3. Диаграмма изменения давления в цилиндре двигателя строится по данным таблицы 3.2. Рабочий цикл двигателя осуществляется за два оборота кривошипа.

Кулачковый механизм служит для привода выпускных клапанов.

*Таблица.* Исходные данные расчета основного механизма.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № | Исходный параметр  Проектирования | А | Б | В | Г | Д | ед. изм. |
|  |  | Вариант | | | | |  |
| 1. | Средняя скорость поршня | 7.0 | 6.5 | 6.0 | 5.5 | 5.0 | М/с |
| 2. | Отношение [D / H] | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | ,,,,, |
| 3. | Отношение [ LAB / LoA ] | 4.0 | 3.5 | 3.0 | 3.75 | 4.0 |  |
| 4. | Отношение [ LAS / LAB ] | 0.3 | 0.35 | 0.25 | 0.3 | 0.35 |  |
| 5. | Частота вращения кривошипа n | 400,0 | 350,0 | 320,0 | 300,0 | 280,0 | об/мин |
| 6. | Максимальное давление в цилиндре Pmax | 8,0 | 6,0 | 7,0 | 6,5 | 6,5 | МПа |
| 7. | Коэффициент неравномерности вращения кривошипа δ | 1/100 | 1/80 | 1/70 | 1/60 | 1/50 |  |

## Задание № 2 Э.(Леонов И.В., Леонов Д.И.)

## **Проектирование и исследование механизмов мотоцикла**

Мотоцикл оснащен двухтактным двухцилиндровым двигателем внутреннего сгорания с искровым зажиганием. Основным механизмом двигателя является кривошипно - ползунный, который состоит из кривошипа 1, шатуна 2 и поршня 3. Диаграмма изменения давления в цилиндре двигателя строится по данным таблицы 3.1. Рабочий цикл двухтактного двигателя осуществляется за один оборот кривошипа. Механизм газораспределения состоит из кулачков, закрепленных на распределительном валу и толкателей, воздействующих на выпускные клапаны.

Коробка передач комбинированная из передачи с неподвижными осямии ( передаточное отношение U=1.8, 2.0, 2.1, 2.2 , 2.25 ) и планетарного редуктора с тремя сателлитами ( передаточное отношение U= 6.3 , 6.0 , 7.5 , 8.0, 9.0 ).

Таблица. Исходные данные расчета основного механизма**.**

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № | Исходный параметр  Проектирования | А | Б | В | Г | Д | ед. изм. |
|  |  |  | | | | |  |
| 1. | Средняя скорость поршня | 7.0 | 6.5 | 6.0 | 5.5 | 5.0 | м/с |
| 2. | Отношение  [D / H] | 1,1 | 1,2 | 1,1 | 1,2 | 1 |  |
| 3. | Отношение  [ LAB / LoA ] | 4.0 | 3.5 | 3.0 | 3.75 | 4.0 |  |
| 4. | Отношение  [ LAS / LAB ] | 0.3 | 0.35 | 0.25 | 0.3 | 0.35 |  |
| 5. | Частота вращения кривошипа n | 4500 | 3500 | 4000 | 3000 | 5000 | об/мин |
| 6. | Максимальное давление в цилиндре  Pmax | 2,8 | 2,6 | 3,0 | 2,8 | 2,6 | МПа |
| 7. | Коэффициент неравномерности вращения кривошипа.  δ | 1/100 | 1/100 | 1/100 | 1/100 | 1/100 |  |

Задание № 3 э.( Леонов И.В., Чернышова И.Н.).

**Проектирование и исследование механизмов электрогенератора с приводоми от ДВС.**

Четырехтактный двухцилиндровый двигатель внутреннего сгорания (дизель) используется в качестве привода электрогенератора. Вал электрогенератора связан с коленчатым валом, на котором установлен маховик, с помощью однорядного планетарного редуктора с передаточным отношением, которое определяется по заданной частоте вращения вала генератора 600 об/мин.

Значение давления P в цилиндре ДВС в долях от максимального давления Pmax в зависимости от перемещения поршня SB в долях от его хода H приведены в табл. 3.2. (рис 3.2.) Величинами разности давлений при впуске и выпуске в цилиндр можно пренебречь. Полный цикл работы четырехтактного ДВС осуществляется за два оборота кривошипа 1. Кулачковый механизм предназначен для открытия и закрытия впускного клапана и должен обеспечить заданный закон движения толкателя. Кулачки установлены на распределительном валу, скорость вращения которого в два раза меньше скорости вращения коленчатого вала. Вращение распределительному валу передается передачей с неподвижными осями с передаточным отношением U12=2.

Исходные данные для расчета основного механизма.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № п/п | Исходный параметр проектирования | А | Б | В | Г | Д | ед. изм. |
| 1. | Средняя скорость поршня | 5.3 | 4 | 3.33 | 3.7 | 4.28 | м/с |
| 2. | Отношение lOA/lAB | 4 | 3.5 | 4 | 4 | 3.5 | — |
| 3. | Отношение lAS2/lAB | 0.38 | 0.38 | 0.38 | 0.38 | 0.38 | — |
| 4. | Частота вращения кривошипа n | 1800 | 1600 | 1500 | 1700 | 1800 | об/мин |
| 5. | Максимальное давление в цилиндре, Pmax | 35\*105 | 35\*105 | 26\*105 | 30\*105 | 30\*105 | Па |
| 6. | Коэффициент неравномерности вращения кривошипа | 1/90 | 1/100 | 1/80 | 1/100 | 1/100 | — |
| 7. | Отношение  D/H | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 8 | Момент инерции генератора J1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | кг\*м\*м |

Задание № 4 э.( Леонов И.В., Леонов Д.И.)

**Проектирование и исследование механизмов измельчителя отходов пластмасс с приводоми от ДВС.**

Четырехтактный четырехчетырехцилиндровый двигатель внутреннего сгорания (дизель) используется в качестве привода измельчителя, вал которого связан с коленчатым валом с помощью однорядного планетарного редуктора с передаточным отношением, которое определяется по заданной частоте вращения вала измельчмителя 600 об/мин.

Значение давления P в цилиндре ДВС в долях от максимального давления Pmax в зависимости от перемещения поршня SB в долях от его хода H приведены в табл. 3.2. (рис 3.2.) Величинами разности давлений при впуске и выпуске в цилиндр можно пренебречь. Полный цикл работы четырехтактного ДВС осуществляется за два оборота кривошипа 1. Кулачковый механизм предназначен для открытия и закрытия впускного клапана и должен обеспечить заданный закон движения толкателя. Кулачки установлены на распределительном валу, скорость вращения которого в два раза меньше скорости вращения коленчатого вала. Вращение распределительному валу передается передачей с неподвижными осями с передаточным отношением U12=2.

Исходные данные для расчета основного механизма.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № п/п | Исходный параметр проектирования | А | Б | В | Г | Д | ед. изм. |
| 1. | Средняя скорость поршня | 6.3 | 6,4 | 6,5 | 6.7 | 6.8 | м/с |
| 2. | Отношение lOA/lAB | 4 | 3.5 | 4 | 4 | 3.5 | — |
| 3. | Отношение lAS2/lAB | 0.38 | 0.38 | 0.38 | 0.38 | 0.38 | — |
| 4. | Частота вращения кривошипа n | 1800 | 1600 | 1500 | 1700 | 1800 | об/мин |
| 5. | Максимальное давление в цилиндре, Pmax | 35\*105 | 35\*105 | 36\*105 | 30\*105 | 30\*105 | Па |
| 6. | Коэффициент неравномерности вращения кривошипа | 1/90 | 1/100 | 1/80 | 1/100 | 1/100 | — |
| 7. | Отношение  D/H | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 8 | Момент инерции вала измельчителя J1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | кг\*м\*м |

Задание № 5 э.( Леонов И.В., Леонов Д.И.).

**Проектирование и исследование буровой силовой установки с двигателем внутреннего сгорания**

Силовая силовая установка с двигателем внутреннего сгорания используется в буровых установках. Силовая установка состоит из: четырехцилиндрового четырехтактного двигателя внутреннего сгорания (дизель), редуктора и бурового устройства. Основным механизмом двигателя является кривошипно- ползунный, который состоит из кривошипа 1, шатуна 2 и поршня 3. Диаграмма изменения давления в цилиндре двигателя строится по данным таблицы 3.2. Рабочий цикл четырехтактного двигателя осуществляется за два оборота кривошипа. Редуктор однорядный планетарный с двумя сателлитами передаточным отношением, которое определяется заданной частотой вращения буровой колонки 240 об/мин. Привод впускных клапанов осуществляется от распределительного вала с кулачками. Вращение распределительному валу передается парой зубчатых колес, передаточное отношение которой равно U12=2.

Таблица. Исходные данные расчета основного механизма.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № | Исходный параметр  Проектирования | А | Б | В | Г | Д | ед. изм. |
|  |  | Вариант | | | | |  |
| 1. | Средняя скорость поршня | 7.0 | 6.5 | 6.0 | 5.5 | 7,5 | М/с |
| 2. | Отношение  [D / H] | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |  |
| 3. | Отношение  [ LAB / LoA ] | 4.0 | 3.5 | 3.0 | 3.75 | 4.0 |  |
| 4. | Отношение  [ LAS / LAB ] | 0.3 | 0.35 | 0.25 | 0.3 | 0.35 |  |
| 5. | Частота вращения кривошипа n | 400,0 | 350,0 | 320,0 | 300,0 | 280,0 | об/мин |
| 6. | Максимальное давление в цилиндре  Pmax | 2,8 | 2,6 | 3,0 | 3,8 | 3,6 | МПа |
| 7. | Коэффициент неравномерности вращения кривошипа.  δ | 1/100 | 1/100 | 1/100 | 1/100 | 1/100 |  |

Задание N 6 э. ( Леонов И.В., Леонов Д.И.)

**Проектирование и исследование**

**механизмов грузоподъемной установки с ДВС**

Механизмы силовой установки объединяют двухцилиндровый четырехактный карбюраторный двигатель внутреннего сгорания с механизмом газораспределения, коробку передач и грузоподъемный барабан. Управление газораспределением ДВС осуществляется кулачковым механизмом, состоящим из кулачка и толкателя с роликом , воздействующим на выпускной клапан, и обеспечивается парой зубчатых колес, передаточное отношение которой U =2. Закон изменения ускорения толкателя в пределах рабочего угла поворота кулачка показан в приложении . Подъемный планетарный механизм коробки передач с числом сателлитов К=3 связывает коленчатый вал с барабаном, частота вращения которого является заданной 400 об/мин.

Исходные данные для расчета основного механизма*.*

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *№ п/п* | *Исходный параметр проектирования* | *А* | *Б* | В | *Г* | *Д* | *ед. изм.* |
| *1.* | *Средняя скорость поршня* | *5.3* | *4* | *3.3* | *3.7* | *4.28* | *м/с* |
| *2.* | *Отношение lOA/lAB* | *3,4* | *3.5* | *3,4* | *3,4* | *3.5* | *—* |
| *3.* | *Отношение lAS2/lAB* | *0.3* | *0.3* | *0.3* | *0.3* | *0.3* | *—* |
| *4.* | *Частота вращения кривошипа n* | *4000* | *3600* | *3500* | *3000* | *3800* | *об/мин* |
| *5.* | *Максимальное давление в цилиндре, Pmax* | *45\*105* | *55\*105* | *46\*105* | *40\*105* | *50\*105* | *Па* |
| *6.* | *Коэффициент неравномерности вращения кривошипа* | *1/90* | *1/100* | *1/80* | *1/100* | *1/100* | *—* |
| *7.* | *Отношение*  *D/H* | *1* | *1* | *1* | *1* | *1* | *1* |
| *8* | *Момент инерции коленвала J1* | *0,01* | *0,01* | *0,01* | *0,01* | *0,01* | *кг\*м\*м* |

Задание № 60. (Леонов И.В).

**Проектирование и исследование конвейера с приводом от ДВС**

Скребковый конвейер с индивидуальным приводом от четырехтактного двухцилиндрового двигателя внутреннего сгорания с искровым зажиганием служит для перемещения сыпучих грузов. Схема механизмов конвейера представлена на рис.1 (кривошип 1, шатун 2, поршень 3, маховик 5). Основным механизмом двигателя является кривошипно-ползунный механизм, маховик располагается на коленчатом валу двигателя. Индикаторная диаграмма представлена на Рис. 3.2, данные для построения индикаторной диаграммы приведены в табл. 3.1

Механизм газораспределения двигателя состоит из кулачков, закрепленных на распределительном валу, и толкателей, воздействующих на клапаны. Кулачковый механизм должен обеспечить заданный закон движения толкателя. Вращение распределительному валу  передается от коленчатого вала парой зубчатых колес 1 и 2, передаточное отношение которой U=2.

Перемещение груза осуществляется лентой конвейера с закрепленными на ней скребками, приводимыми в движение ведущим роликом от планетарного редуктора. Коленчатый вал 1 двигателя соединен с однорядным планетарным редуктором, передаточное отношение которого определяется по заданной частоте вращения ведущего ролика 300 об/мин.

Таблица. **Исходные данные расчета основного механизма.**

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № | Исходный параметр  Проектирования | А | Б | В | Г | Д | ед. изм. |
|  |  | Вариант | | | | |  |
| 1. | Средняя скорость поршня | 7.50 | 6.0 | 6.5 | 7.0 | 5.0 | М/с |
| 2. | Отношение [D / H] | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |  |
| 3. | Отношение [ LAB / LoA ] | 4.0 | 3.5 | 3.0 | 3.75 | 4.0 |  |
| 4. | Отношение [ LAS / LAB ] | 0.3 | 0.35 | 0.25 | 0.3 | 0.35 |  |
| 5. | Частота вращения кривошипа n | 4000 | 3500 | 3200 | 3000 | 2800 | об/мин |
| 6. | Максимальное давление в цилиндре Pmax | 2,8 | 2,6 | 3,0 | 2,8 | 2,6 | МПа |
| 7. | Коэффициент неравномерности вращения кривошипа δ | 1/100 | 1/80 | 1/90 | 1/120 | 1/100 |  |

Задание № 79.( Леонов И.В.)

**Проектирование и исследование механизмов мотороллера**

Механизмы движения мотороллера объединяют одноцилиндровый двухтактный двигатель внутреннего сгорания с искровым зажиганием и вспомогательные устройства: механизм газораспределения и механизм привода вентилятора.

Основным механизмом двигателя является кривошипно- ползунный, который состоит из кривошипа 1, шатуна 2 и поршня 3. Диаграмма изменения давления в цилиндре двигателя строится по данным таблицы 3.1. Рабочий цикл двухтактного двигателя осуществляется за один оборот кривошипа.

Управление газораспределением ДВС осуществляется кулачковым механизмом, состоящим из кулачка и толкателя с роликом, воздействующим на выпускной клапан. Для прижима ролика к кулачку используется цилиндрическая пружина. Движение кулачкового распределительного вала обеспечивается парой зубчатых колес 1 и 2, передаточное отношение которой U =1. Закон изменения ускорения толкателя в пределах рабочего угла поворота кулачка показан на рисунке в приложении.

Для привода вентилятора охлаждения ДВС использован однорядный планетарный редуктор с числом сателлитов К=3, передаточное число которого обеспечивает частоту вращения вентилятора 400 об/мин.

Таблица. Исходные данные расчета основного механизма**.**

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № | Исходный параметр  Проектирования | А | Б | В | Г | Д | ед. изм. |
|  |  | Вариант | | | | |  |
| 1. | Средняя скорость поршня | 7.0 | 6.5 | 6.0 | 5.5 | 7,5 | М/с |
| 2. | Отношение [D / H] | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |  |
| 3. | Отношение [ LAB / LoA ] | 4.0 | 3.5 | 3.0 | 3.75 | 4.0 |  |
| 4. | Отношение [ LAS / LAB ] | 0.3 | 0.35 | 0.25 | 0.3 | 0.35 |  |
| 5. | Частота вращения кривошипа n | 4500 | 3500 | 3200 | 4000 | 3800 | об/мин |
| 6. | Максимальное давление в цилиндре Pmax | 2,8 | 2,6 | 3,0 | 2,8 | 2,6 | МПа |
| 7. | Коэффициент неравномерности вращения кривошипа δ | 1/100 | 1/100 | 1/100 | 1/100 | 1/100 |  |

Задание № 136. ( Леонов И.В., Леонов Д.И.).

**Проектирование и исследование силовой установки газового компрессора**

Поршневой компрессор применяется в силовой установке для сжатия и перекачки газа. Установка состоит из двухступенчатого V- образного компрессора, образованного кривошипноползунными механизмами с углом развала цилиндров 90 градусов , редуктора с неподвижными осями и электрического двигателя, соединенных между собой. Передаточное отношение редуктора определяется после выбора мощности и частоты вращения двигателя. Смазка осуществляется с помощью лубрикатора, приводящегося от основного двигателя через планетарный редуктор. Лубрикатор выполнен на базе кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем. Данные для проектирования силовой установки приведены в таблице.

Примечание: Производительность машин указана на всасывании на входе первой ступени при давлении 0,1 Мпа. Степени повышения давления обеих ступеней равны.

Таблица. Исходные данные расчета основного механизма.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № | Исходный параметр  Проектирования | А | Б | В | Г | Д | Ед. изм. |
|  |  | Вариант | | | | |  |
| 1. | Средняя скорость поршня | 7 | 6.5 | 6.0 | 5.5 | 5.0 | М/с |
| 2. | Отношение [D / H] | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |  |
| 3. | Отношение [ LAB / LoA ] | 4.0 | 3.5 | 3.0 | 3.75 | 4.0 |  |
| 4. | Отношение [ LAS / LAB ] | 0.3 | 0.35 | 0.25 | 0.3 | 0.35 |  |
| 5. | Объемная производительность V h | 2,40 | 2,8 | 3,2 | 3,0 | 3,8 | М3/мин |
| 6. | Максимальное давление в на выходе Pmax | 1,20 | 1,3 | 1,3 | 1,2 | 1,2 | МПа |
| 7. | Коэффициент неравномерности вращения кривошипа δ | 1/100 | 1/90 | 1/80 | 1/75 | 1/50 |  |

Задание № 137. ( Леонов И.В., Леонов Д.И.).

**Проектирование и исследование одноступенчатого воздушного компрессора**

Поршневой компрессор является универсальной машиной,применяемой для получения сжатого воздуха. Установка состоит из двуцилиндрового V- образного компрессора, образованного кривошипноползунными механизмами с углом развала цилиндров 90 градусов, редуктора с неподвижными осями и электрического двигателя, соединенных между собой. Передаточное отношение редуктора определяется после выбора двигателя. Смазка осуществляется с помощью лубрикатора, приводящегося от основного двигателя через планетарный редуктор. Лубрикатор выполнен на базе кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем. Примечание: Производительность машин указана на всасывании при давлении 0,1 Мпа. Данные для проектирования силовой установки приведены в таблице.

Таблица. Исходные данные расчета основного механизма.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № | Исходный параметр  Проектирования | А | Б | В | Г | Д | ед. изм. |
|  |  | Вариант | | | | |  |
| 1. | Средняя скорость поршня | 7 | 6.5 | 6.0 | 5.5 | 5.0 | М/с |
| 2. | Отношение [D / H] | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |  |
| 3. | Отношение [ LAB / LoA ] | 4.0 | 3.5 | 3.0 | 3.75 | 4.0 |  |
| 4. | Отношение [ LAS / LAB ] | 0.3 | 0.35 | 0.25 | 0.3 | 0.35 |  |
| 5. | Объемная производительность V h | 2,40 | 2,8 | 3,2 | 3,0 | 3,8 | М3/мин |
| 6. | Максимальное давление в цилиндре Pmax | 0,28 | 0,26 | 0,30 | 0,38 | 0,36 | МПа |
| 7. | Коэффициент неравномерности вращения кривошипа δ | 1/100 | 1/90 | 1/80 | 1/75 | 1/50 |  |

Задание № 138. ( Леонов И.В., Леонов Д.И.).

**Проектирование и исследование двухцилиндрового одноступенчатого воздушного компрессора**

Поршневой компрессор является универсальной машиной,применяемой для получения сжатого воздуха. Установка состоит из двуцилиндрового рядного компрессора, с равномерным чередованием рабочих процессов, редуктора с неподвижными осями и электрического двигателя, соединенных между собой. Передаточное отношение редуктора определяется после выбора двигателя. Смазка осуществляется с помощью лубрикатора, приводящегося от основного двигателя через планетарный редуктор. Лубрикатор выполнен на базе кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем. Примечание: Производительность машин указана на всасывании при давлении 0,1 Мпа. Данные для проектирования силовой установки приведены в таблице.

Таблица. Исходные данные расчета основного механизма.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № | Исходный параметр  Проектирования | А | Б | В | Г | Д | ед. изм. |
|  |  | Вариант | | | | |  |
| 1. | Средняя скорость поршня | 4,5 | 6.5 | 6.0 | 5.5 | 5.0 | М/с |
| 2. | Отношение [D / H] | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |  |
| 3. | Отношение [ LAB / LoA ] | 4.0 | 3.5 | 3.0 | 3.75 | 4.0 |  |
| 4. | Отношение [ LAS / LAB ] | 0.3 | 0.35 | 0.25 | 0.3 | 0.35 |  |
| 5. | Объемная производительность V h | 2,0 | 2,3 | 3,2 | 3,0 | 2,8 | М3/мин |
| 6. | Максимальное давление в цилиндре Pmax | 0,28 | 0,26 | 0,30 | 0,38 | 0,36 | МПа |
| 7. | Коэффициент неравномерности вращения кривошипа δ | 1/100 | 1/90 | 1/80 | 1/75 | 1/50 |  |

Задание № 139. ( Леонов И.В., Леонов Д.И.).

**Проектирование и исследование силовой установки поршневого насоса**

Поршневой насос является универсальной машиной,применяемой для перекачки жидкостей. Установка состоит из двухцилиндрового насоса равномерным чередованием рабочего процесса , в котором сжатие происходит при со сдвигом фаз 180 градусов. Кривошипноползунный механизм насоса (Рис. 3.5) соединен планетарным редуктором с электрическим двигателем. Передаточное отношение редуктора определяется после выбора двигателя. Смазка осуществляется с помощью лубрикатора, приводящегося от основного двигателя через редуктор с неподвижными осями.Выбор его параметров производится по согласованию с консультантом. Лубрикатор выполнен на базе кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем.

Примечание: Производительность машин указана при атмосферном давлении на всасывании 0,1 Мпа.

Данные для проектирования силовой установки приведены в таблице.

Таблица. Исходные данные расчета основного механизма.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № | Исходный параметр  Проектирования | А | Б | В | Г | Д | ед. изм. |
|  |  | Вариант | | | | |  |
| 1. | Средняя скорость поршня | 0,75 | 0,6.5 | 0,65 | 0,55 | 0,55 | М/с |
| 2. | Отношение [D / H] | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |  |
| 3. | Отношение [ LAB / LoA ] | 3,4 | 3.5 | 3.0 | 3.75 | 4.0 |  |
| 4. | Отношение [ LAS / LAB ] | 0.3 | 0.35 | 0.25 | 0.3 | 0.35 |  |
| 5. | Объемная производительность V h | 2,45 | 2,35 | 3,25 | 3,50 | 2,85 | М 3 /мин |
| 6. | Максимальное давление в цилиндре Pmax | 0,8 | 0,6 | 0,5 | 0,8 | 0,6 | Па |
| 7. | Коэффициент неравномерности вращения кривошипа δ | 1/15 | 1/25 | 1/30 | 1/250 | 1/20 |  |

Задание № 147 (Леонов И.В., Леонов Д.И.).

**Проектирование и исследование силовой установки для перекачки сжиженного газа**

Силовая установка для перекачки сжиженного газа из ресивера низкого давления в баллон высокого давления состоит из двухцилиндрового рядного насоса, образованного кривошипноползунными механизмами с углом сдвига кривошипов цилиндров на 180 градусов, редуктора с неподвижными осями и электрического двигателя, соединенных между собой. Передаточное отношение редуктора определяется после выбора двигателя в ходе выполнения расчетов первого листа. Смазка насоса осуществляется с помощью лубрикатора, приводящегося от основного двигателя через планетарный редуктор. Лубрикатор выполнен на базе кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем.

Примечание: Производительность насоса указана при давлении на всасывании выше атмосферного, равного Р min = 1,5 Мпа.

Данные для проектирования силовой установки приведены в таблице.

Таблица. Исходные данные расчета основного механизма.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № | Исходный параметр  Проектирования | А | Б | В | Г | Д | ед. изм. |
|  |  | Вариант | | | | |  |
| 1. | Средняя скорость поршня | 0,75 | 0,6.5 | 0,65 | 0,55 | 0,55 | М/с |
| 2. | Отношение [D / H] | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |  |
| 3. | Отношение [ LAB / LoA ] | 3,4 | 3.5 | 3.0 | 3.75 | 4.0 |  |
| 4. | Отношение [ LAS / LAB ] | 0.3 | 0.35 | 0.25 | 0.3 | 0.35 |  |
| 5. | Объемная производительность V h | 0,25 | 0,35 | 0,25 | 0,350 | 0,25 | М 3 /мин |
| 6. | Максимальное давление в цилиндре Pmax | 8 | 6 | 5 | 8 | 6 | МПа |
| 7. | Коэффициент неравномерности вращения кривошипа δ | 1/15 | 1/25 | 1/30 | 1/250 | 1/20 |  |

Задание № 148. ( Леонов И.В., Леонов Д.И.).

**Проектирование и исследование силовой установки питательного насоса**

Силовая установка предназначена для перекачки жидкости из области пониженного в область повышенного давления, например в котлы энергетических установок. Установка состоит из трехцилиндрового рядного насоса, образованного кривошипноползунными механизмами с углом сдвига кривошипов цилиндров на 120 градусов, редуктора с неподвижными осями и электрического двигателя, соединенных между собой. Передаточное отношение редуктора определяется после выбора двигателя. Смазка осуществляется с помощью лубрикатора, приводящегося от основного двигателя через планетарный редуктор. Лубрикатор выполнен на базе кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем. Примечание: Производительность насоса указана на всасывании при давлении 0,5 Мпа ( Рис. 3.5).

Данные для проектирования силовой установки приведены в таблице.

Таблица. Исходные данные расчета основного механизма.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № | Исходный параметр  Проектирования | А | Б | В | Г | Д | ед. изм. |
|  |  | Вариант | | | | |  |
| 1. | Средняя скорость поршня | 0,75 | 0,6.5 | 0,65 | 0,55 | 0,55 | М/с |
| 2. | Отношение [D / H] | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |  |
| 3. | Отношение [ LAB / LoA ] | 3,4 | 3.5 | 3.0 | 3.75 | 4.0 |  |
| 4. | Отношение [ LAS / LAB ] | 0.3 | 0.35 | 0.25 | 0.3 | 0.35 |  |
| 5. | Объемная производительность V h | 0,25 | 0,35 | 0,25 | 0,350 | 0,25 | М 3 /мин |
| 6. | Максимальное давление в цилиндре Pmax | 8 | 6 | 5 | 8 | 6 | МПа |
| 7. | Коэффициент неравномерности вращения кривошипа δ | 1/15 | 1/25 | 1/30 | 1/250 | 1/20 |  |

Задание № 149. (Леонов И.В.)

**Проектирование и исследование механизмов дозировочного насоса двойного действия**.

Поршневой дозировочный насос двойного действия предназначен для дозирования жидких веществ путем отсчета числа рабочих циклов. Изменение давления жидкости в цилиндре характеризуется индикаторной диаграммой Рис. 3.5. Давление на всасывании в насос можно принять равным атмосферному. Основным механизмом насоса является кривошипно – ползунный механизм, состоящий из коленчатого вала 1, шатуна 2 и поршня 3 со штоком 4.. Коленчатый вал 1 насоса приводится во вращение электродвигателем через зубчатую передачу (Z 2 ,  Z 1 ). Для обеспечения движения основоного механизма с заданной неравномерностью на коленчатом валу насоса закреплен маховик .

Планетарный редуктор (однорядный) применяется для привода мешалки, не показанной на чертеже. Мешалка приводится в дейстивие вращеннием от планетарного редуктора и поступательным движением от кулачка. Передаточное отношение редуктора определяется после выбора двигателя, для обеспечения частоты вращения вала мешалки n м = 120 об/мин.

Таблица. Исходные данные расчета основного механизма.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № | Исходный параметр  Проектирования | А | Б | В | Г | Д | ед. изм. |
|  |  | Вариант | | | | |  |
| 1. | Средняя скорость поршня | 0,75 | 0,6.5 | 0,65 | 0,55 | 0,55 | М/с |
| 2. | Отношение [D / H] | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |  |
| 3. | Отношение [ LAB / LoA ] | 3,4 | 3.5 | 3.0 | 3.75 | 4.0 |  |
| 4. | Отношение [ LAS / LAB ] | 0.3 | 0.35 | 0.25 | 0.3 | 0.35 |  |
| 5. | Объемная производительность V h | 0,25 | 0,35 | 0,25 | 0,350 | 0,25 | М 3 /мин |
| 6. | Максимальное давление в цилиндре Pmax | 8 | 6 | 5 | 8 | 6 | МПа |
| 7. | Коэффициент неравномерности вращения кривошипа δ | 1/15 | 1/25 | 1/30 | 1/250 | 1/20 |  |

Задание № 150. (Леонов И.В., Леонов Д.И.).

**Проектирование и исследование двухступенчатого воздушного компрессора**

Поршневой компрессор является универсальной машиной,применяемой для получения сжатого воздуха. Установка состоит из двуцилиндрового V- образного компрессора, образованного кривошипноползунными механизмами с углом развала цилиндров 90 градусов, редуктора с неподвижными осями и электрического двигателя, соединенных между собой. Передаточное отношение редуктора определяется после выбора двигателя. Смазка осуществляется с помощью лубрикатора, приводящегося от основного двигателя через планетарный редуктор. Лубрикатор выполнен на базе кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем. Примечание: Производительность машин указана на всасывании в первую ступень при давлении 0,1 Мпа. Давление на всасывании во вторую ступень равно половине максимального давления Р мах на выходе второй ступени. Данные для проектирования силовой установки приведены в таблице.

Таблица. Исходные данные расчета основного механизма.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № | Исходный параметр  Проектирования | А | Б | В | Г | Д | ед. изм. |
|  |  | Вариант | | | | |  |
| 1. | Средняя скорость поршня | 7 | 6.5 | 6.0 | 5.5 | 5.0 | М/с |
| 2. | Отношение [D / H] | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |  |
| 3. | Отношение [ LAB / LoA ] | 4.0 | 3.5 | 3.0 | 3.75 | 4.0 |  |
| 4. | Отношение [ LAS / LAB ] | 0.3 | 0.35 | 0.25 | 0.3 | 0.35 |  |
| 5. | Объемная производительность V h | 2,40 | 2,8 | 3,2 | 3,0 | 3,8 | М3/мин |
| 6. | Максимальное давление в цилиндре Pmax | 0,8 | 0,82 | 0,83 | 0,98 | 0,86 | МПа |
| 7. | Коэффициент неравномерности вращения кривошипа δ | 1/100 | 1/90 | 1/80 | 1/75 | 1/50 |  |

Задание № 151. ( Леонов И.В., Леонов Д.И.).

**Проектирование и исследование газоперекачивающего компрессора**

Поршневой компрессор применяется в силовой установке для перекачки газа. Установка состоит из одноступенчатого двухцилиндрового V- образного компрессора, образованного кривошипноползунными механизмами с углом развала цилиндров 90 градусов , редуктора с неподвижными осями и электрического двигателя, соединенных между собой. Передаточное отношение редуктора определяется после выбора мощности и частоты вращения двигателя. Смазка осуществляется с помощью лубрикатора, приводящегося от основного двигателя через планетарный редуктор. Лубрикатор выполнен на базе кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем. Данные для проектирования силовой установки приведены в таблице.

Примечание: Производительность машин указана на всасывании на входе первой ступени при давлении 1 Мпа. Степени повышения давления обеих ступеней равны.

Таблица. Исходные данные расчета основного механизма.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № | Исходный параметр  Проектирования | А | Б | В | Г | Д | Ед. изм. |
|  |  | Вариант | | | | |  |
| 1. | Средняя скорость поршня | 7 | 6.5 | 6.0 | 5.5 | 5.0 | М/с |
| 2. | Отношение [D / H] | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |  |
| 3. | Отношение [ LAB / LoA ] | 4.0 | 3.5 | 3.0 | 3.75 | 4.0 |  |
| 4. | Отношение [ LAS / LAB ] | 0.3 | 0.35 | 0.25 | 0.3 | 0.35 |  |
| 5. | Объемная производительность V h | 2,40 | 2,8 | 3,2 | 3,0 | 3,8 | М3/мин |
| 6. | Максимальное давление в на выходе Pmax | 1,20 | 1,3 | 1,3 | 1,2 | 1,2 | МПа |
| 7. | Коэффициент неравномерности вращения кривошипа δ | 1/100 | 1/90 | 1/80 | 1/75 | 1/50 |  |

Задание № 152 э.( Леонов И.В., Леонов Д.И.)

**Проектирование и исследование механизмов измельчителя отходов пластмасс с электроприводом**

Измельчитель предназначен для измельчения и прессовыания отходов пластмасс.В качестве привода измельчителя используется асинхронный электродвигатель, вал которого связан с коленчатым валом измельчителя с помощью однорядного планетарного редуктора с передаточным отношением, которое определяется по заданной частоте вращения вала измельчителя 600 об/мин после выбора электродвигателя.

Значение давления P в цилиндре измельчителя долях от максимального давления Pmax в зависимости от перемещения поршня SB в долях от его хода H приведены в табл. 3.5. (рис 3.5.) Кулачковый механизм предназначен для подачи отходов производства в измельчитель. Кулачки установлены на распределительном валу, скорость вращения которого в два раза меньше скорости вращения коленчатого вала. Вращение распределительному валу передается передачей с неподвижными осями с передаточным отношением U12=2.

Исходные данные для расчета основного механизма.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № п/п | Исходный параметр проектирования | А | Б | В | Г | Д | ед. изм. |
| 1. | Средняя скорость поршня | 6.3 | 6,4 | 6,5 | 6.7 | 6.8 | м/с |
| 2. | Отношение lOA/lAB | 4 | 3.5 | 4 | 4 | 3.5 | — |
| 3. | Отношение lAS2/lAB | 0.38 | 0.38 | 0.38 | 0.38 | 0.38 | — |
| 4. | Частота вращения кривошипа n | 180 | 160 | 150 | 170 | 180 | об/мин |
| 5. | Максимальное давление в цилиндре, Pmax | 35\*105 | 35\*105 | 36\*105 | 30\*105 | 30\*105 | Па |
| 6. | Коэффициент неравномерности вращения кривошипа | 1/90 | 1/100 | 1/80 | 1/100 | 1/100 | — |
| 7. | Отношение  D/H | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 8 | Момент инерции вала измельчителя J1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | кг\*м\*м |

***Литература:***

1. Учебное пособие для курсового проектирования по теории механизмов: часть 1. Под редакцией Архангельской. -М. :МВТУ, 1985 г. –68 с.

2. Лукичев, Тимофеев. Определение усилий в кинематических парах рычажных механизмов с применением ЕС ЭВМ.

3. Проектирование зубчатых передач и планетарных механизмов с использованием ЭВМ. Под редакцией Тимофеева Г.А. -М. :МВТУ, 1987 г. –72 с.

4. Проектирования кулачковых механизмов с использованием ЭВМ. Под редакцией Фролова К.В. - М.:МВТУ,1987 г.-58 с.

5***.***Попов С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин: Учебное пособие для машиностроит. спец. вузов / Под ред. К.В. Фролова - М. : Высш.шк. , 1986. – 295 с. ,ил.

6.Леонов И.В. Динамика машинного агрегата при неустановившихся режимах движения: Учебное пособие по курсу “Основы проектирования машин”. - М. :МГТУ, 1990г. –62 с. , ил.

7.Использование ЭВМ в курсовом проектировании по теории механизмов: Учебное пособие / Под ред.И.В.Леонова. - М. :МВТУ. 1984 г.-60 с.

Примечание: Программы расчета поршневых машин приведены в работе / 7 /. Расчет по указанным программам можно провести в вычислительном центре кафедры РК-2.