

НОВОСИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИНЖЕНЕРНЫЙ ИНСТИТУТ

**Гидравлические и пневматические системы
пищевых производств**

Методические указания к практическим занятиям для студентов очной формы обучения направления подготовки 35.03.06 «Агроинженерия»

Новосибирск 2023

УДК 532.5(075.8):622.5
ББК 30.123

Гидравлические и пневматические системы пищевых производств / Методические указания к практическим занятиям для студентов очной формы обучения направления подготовки 35.03.06 «Агроинженерия», сост.: Диденко А.А.– Новосибирск, ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ, Инженер.ин-т., 2022. – 68 с.

Рецензент – к.т.н., доцент Булаев Е.В.

Предназначен для студентов направления подготовки «Агроинженерия» профиль «Машины и оборудование для хранения и переработки сельскохозяйственной продукции», «Технические системы и роботизация пищевых производств».

Рекомендована к изданию методическим советом Инженерного института Новосибирский ГАУ, 2023 (протокол №8 от 28.03.2023).

© Новосибирский государственный аграрный университет, 2023

© Инженерный институт, 2023

Содержание

| | |
|--|----|
| Введение | 4 |
| Основные термины и определения | 5 |
| Практическая работа №1 (6 часов) | 7 |
| Основы проектирования гидравлического привода для оборудования по переработки сельскохозяйственной продукции | 16 |
| Практическая работа №2 (6 часов) | 16 |
| Основы проектирования пневматического привода для оборудования по переработки сельскохозяйственной продукции | 31 |
| Практическое занятие №3 (6 часов) | 31 |
| Моделирование работы гидравлического привода одностороннего действия | 41 |
| Практическое занятие №4 (4 часа) | 41 |
| Моделирование работы пневматического привода одностороннего действия | 53 |
| Практическое занятие №5 (6 часов) | 53 |
| Моделирование работы однопоршневого компрессора | 53 |
| Библиографический список | 67 |

Введение

По виду энергии приводы разделяются на электрические, гидравлические, пневматические и комбинированные. В гидроприводе источником энергии является энергия движущегося потока жидкости, а в пневмоприводе – энергия сжатого воздуха (газа).

В технологическом оборудовании гидро- и пневмоприводы используются в зажимных приспособлениях, в приводах подач (дозаторы, упаковочные машины и т.д.), в механизмах зажима инструментальных оправок.

Гидро- и пневмоприводы позволяют сравнительно простыми средствами автоматизировать технологические процессы, механизировать тяжелые трудоемкие операции, упростить управление и кинематику, повысить точность и надежность работы, а также снизить металлоемкость.

Для приведения в действие рабочего органа оборудования применяют гидравлические и пневматические устройства, обеспечивающие необходимые скорость и силу. Скорость регулируют за счет изменения объема рабочей среды, поступающей в двигатель, а силу – за счет изменения давления.

К достоинствам гидроприводов относятся большая компактность и малая металлоемкость, возможность реализации бесступенчатого регулирования скорости, малая инерционность движущихся рабочих органов, автоматическое предохранение от перегрузки и самосмазываемость механизмов. Их недостатками являются потеря энергии на трение рабочей жидкости, изменение вязкости с изменением температуры, утечки, запаздывание в отработке сигналов вследствие сжимаемости жидкости и высокая точность изготовления, а следовательно высокая стоимость.

К достоинствам пневмоприводов относятся простота конструкции пневмодвигателя (пневмоцилиндр или турбина), высокое быстродействие, надежность работы в широком диапазоне температур и отсутствие возвратных пневмолиний. К недостаткам следует отнести низкий КПД, низкие жесткостные характеристики из-за сжимаемости воздуха, большие габариты пневмоцилиндров при одинаковых тяговых усилиях по сравнению с гидроцилиндрами.

Цель изучения дисциплины – заключается в ознакомлении с основными понятиями о гидравлических и пневматических системах пищевых производств, их назначение, методах проектирования и расчета гидравлических и пневматических приводов исполнительных механизмов пищевого оборудования.

Задачами дисциплины являются:

- изучение основополагающих понятий у гидравлических и пневматических систем и машин пищевых производств;
- изучение устройства и принципа действия гидравлических и пневматических систем и машин пищевых производств;
- освоение методов расчета и моделирования гидравлических и пневматических систем и машин пищевых производств.

Основные термины и определения

Объемный гидропривод (пневмопривод) - привод, в состав которого входит гидравлический (пневматический) механизм, в котором рабочая среда находится под давлением, с одним или более объемными гидродвигателями (объемными пневмодвигателями). Под рабочей средой понимается рабочая жидкость в объемном гидроприводе и рабочий газ в пневмоприводе.

Гидроустройство (пневмоустройство) - техническое устройство, предназначенное для выполнения определенной самостоятельной функции в объемном гидроприводе (пневмоприводе) посредством взаимодействия с рабочей средой.

Гидросистема (пневмосистема) - совокупность гидроустройств (пневмоустройств), входящих в состав объемного гидропривода (пневмопривода).

Объемная гидромашина (объемная пневмомашина) - гидроустройство (пневмоустройство), предназначенное для преобразования механической энергии рабочей среды в процессе попеременного заполнения рабочей камеры рабочей средой и вытеснения ее из рабочей камеры. Под рабочей камерой понимается пространство объемной гидромшины (объемной пневмомшины), ограниченное рабочими поверхностями деталей, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщаемое с местами входа и выхода рабочей среды

Гидроаппарат (пневмоаппарат) - гидроустройство (пневмоустройство), предназначенное для управления потоком рабочей среды. Под управлением потоком рабочей среды понимается изменение или поддержание заданных значений давления или расхода рабочей среды, либо изменение направления, пуск и остановка потока рабочей среды.

Гидроемкость (пневмоемкость) - гидроустройство (пневмоустройство), предназначенное для содержания рабочей среды с целью использования ее в процессе работы объемного гидропривода (пневмопривода).

Гидролиния (пневмолиния) - гидроустройство (пневмоустройство), предназначенное для движения рабочей среды или передачи давления от одного гидроустройства (пневмоустройства) к другому.

Насосный гидропривод (компрессорный пневмопривод) - Объемный гидропривод (пневмопривод), в котором рабочая среда подается в объемный гидродвигатель (объемный пневмодвигатель) насосом (компрессором), входящим в состав этого привода.

Аккумуляторный гидропривод (аккумуляторный пневмопривод) - объемный гидропривод (пневмопривод), в котором рабочая среда подается в объемный гидродвигатель (объемный пневмодвигатель) из гидроаккумулятора (пневмоаккумулятора), предварительно заряженного от внешнего источника, не входящего в состав привода.

Магистральный гидропривод (магистральный пневмопривод) - объемный гидропривод (пневмопривод), в котором рабочая среда подается в

объемный гидродвигатель (объемный пневмодвигатель) от гидромагистрали (пневмомагистрали), не входящей в состав привода. Под гидромагистралью (пневмомагистралью) понимается трубопровод, по которому рабочая среда подается от насосной (компрессорной) установки к группе объемных гидроприводов (пневмоприводов), которые не связаны между собой конструктивно и могут подключаться или монтироваться независимо друг от друга.

Гидропривод (пневмопривод) поступательного движения - объемный гидропривод (пневмопривод), гидродвигателем (пневмодвигателем) которого является гидроцилиндр (пневмоцилиндр).

Гидропривод (пневмопривод) поворотного движения - объемный гидропривод (пневмопривод), гидродвигателем (пневмо-двигателем) которого является поворотный гидродвигатель (поворотный пневмодвигатель).

Гидропривод (пневмопривод) вращательного движения - Объемный гидропривод (пневмопривод), гидродвигателем (пневмодвигателем) которого является гидромотор (пневмомотор).

Объемный гидродвигатель (объемный пневмодвигатель) - объемная гидромашина (объемная пневмомашина), предназначенная для преобразования энергии потока рабочей среды в энергию выходного звена.

Гидроцилиндр (пневмоцилиндр) - объемный гидродвигатель (объемный пневмодвигатель) с возвратно-поступательным движением выходного звена.

Поворотный гидродвигатель (поворотный пневмодвигатель) - объемный гидродвигатель (объемный пневмодвигатель) с ограниченным поворотным движением выходного звена.

Гидромотор (пневмомотор) - объемный гидродвигатель (объемный пневмодвигатель) с неограниченным вращательным движением выходного звена.

Практическая работа №1 (6 часов)

Основы проектирования гидравлического привода для оборудования по переработке сельскохозяйственной продукции

Цель работы: Усвоение методики проектирования гидравлического привода для ремонта и диагностики различных видов технологического оборудования, используемого в перерабатывающей отрасли.

Теоретическое обоснование

В технологическом оборудовании гидропривод обычно используется в устройствах, рабочий орган которых совершает поступательное движение с относительно небольшим ходом при воздействии на него значительной рабочей нагрузки. Скорость движения рабочего органа, при этом, как правило, не регламентируется. В качестве исходных данных для расчета гидравлического привода обычно назначаются максимальное усилие $F_{\text{раб}}^{\text{max}}$, Н, действующее на рабочий орган, и допустимое усилие $F_{\text{уп}}^{\text{доп}}$, Н, прикладываемое рабочим к органу управления приводом (рукоятке, рычагу и т.п.). Разработку гидравлического привода на уровне эскизного проекта рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

- составление гидравлической схемы привода, назначение вида входящих в него элементов и их описание; выбор вида рабочей жидкости для гидропривода;
- расчет основных параметров элементов гидропривода;
- выбор стандартных элементов привода (гидроцилиндров, клапанов, трубопроводов, соединительной арматуры и т.д.);
- расчет нестандартных деталей гидропривода;
- разработка эскизной компоновки привода.

При составлении схемы гидропривода чаще всего (при отсутствии специальных требований к конструкции или условиям работы) используются известные варианты схем гидравлических систем, которые достаточно хорошо зарекомендовали себя в различных видах технологического оборудования. Как правило, в качестве гидродвигателя (исполнительного элемента) для такого рода систем обычно используется гидроцилиндр, а в качестве насоса – чаще всего используются поршневые (плунжерные) насосы. На рисунке 1.1 рассмотрена типовая схема гидропривода, которая широко используется в перерабатывающем оборудовании (гидравлических прессах, измельчителях, делителях и т.д.).

Данный гидропривод включает в себя рабочий гидроцилиндр, гидронасос поршневого типа (главный гидроцилиндр, поршень которого приводится в действие через шток и рычаг рукой человека), соединительные трубопроводы и арматуру (штуцеры, тройники и пр.), впускной, выпускной и управляемый клапаны и емкости для рабочей жидкости. При перемещении поршня главного гидроцилиндра влево (на приведенной схеме) в его полости создает-

ся разрежение, и рабочая жидкость из емкости через открывающийся впускной клапан поступает в главный гидроцилиндр. Когда поршень главного гидроцилиндра перемещается вправо, в его полости создается давление. При этом впускной клапан закрывается, а выпускной открывается, и рабочая жидкость из главного гидроцилиндра по трубопроводу поступает в полость рабочего гидроцилиндра, заставляя его плунжер перемещаться вверх (на приведенной схеме), преодолевая действующее на него рабочее усилие и совершая полезную работу.

Таким образом, осуществляя возвратно-поступательные движения поршня главного гидроцилиндра (перемещая его вручную при помощи рычага и штока), можно поднять плунжер рабочего гидроцилиндра на определенную высоту. Для опускания плунжера рабочего гидроцилиндра необходимо открыть управляемый клапан. При этом жидкость из полости рабочего гидроцилиндра под действием силы на его плунжере выдавливается через открытый управляемый клапан обратно в емкость.

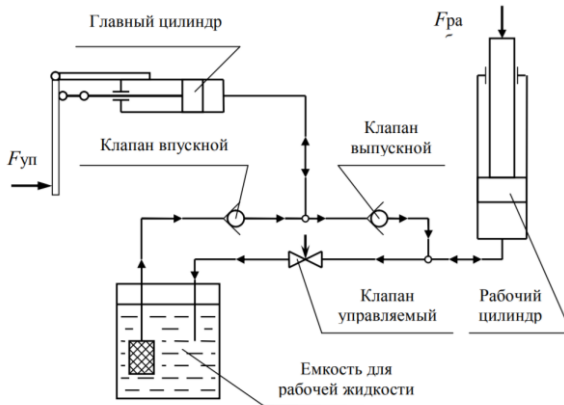


Рисунок 1.1 – Принципиальная схема гидропривода грузоподъемного устройства с ручным управлением

$F_{уп}$ – усилие на органе управления приводом; $F_{раб}$ – усилие на рабочем органе привода.

Данный гидропривод включает в себя рабочий гидроцилиндр, гидронасос поршневого типа (главный гидроцилиндр, поршень которого приводится в действие через шток и рычаг рукой человека), соединительные трубопроводы и арматуру (штуцеры, тройники и пр.), впускной, выпускной и управляемый клапаны и емкости для рабочей жидкости. При перемещении поршня главного гидроцилиндра влево (на приведенной схеме) в его полости создается разрежение, и рабочая жидкость из емкости через открывающийся впускной клапан поступает в главный гидроцилиндр. Когда поршень главного гидроцилиндра перемещается вправо, в его полости создается давление. При этом впускной клапан закрывается, а выпускной открывается, и рабочая жид-

кость из главного гидроцилиндра по трубопроводу поступает в полость рабочего гидроцилиндра, заставляя его плунжер перемещаться вверх (на приведенной схеме), преодолевая действующее на него рабочее усилие и совершая полезную работу. Таким образом, осуществляя возвратно-поступательные движения поршня главного гидроцилиндра (перемещая его вручную при помощи рычага и штока), можно поднять плунжер рабочего гидроцилиндра на определенную высоту. Для опускания плунжера рабочего гидроцилиндра необходимо открыть управляемый клапан. При этом жидкость из полости рабочего гидроцилиндра под действием силы на его плунжере выдавливается через открытый управляемый клапан обратно в емкость.

Определение основных параметров элементов гидропривода с ручным управлением заключается в определении параметров плунжерного насоса и рабочего гидроцилиндра.

Исходными данными для расчетов гидравлического привода, как ранее отмечалось, являются максимальное усилие, действующее на рабочий орган, и допустимое усилие, прикладываемое рабочим к органу управления приводом (рукоятке, рычагу и т.п.).

При назначении максимального усилия на рабочем органе $F_{раб}^{max}$, Н, исходят из технической характеристики и кинематической схемы устройства, для которого предназначен гидропривод. Допустимое усилие $F_{уп}^{доп}$, Н, прикладываемое рабочим к органу управления приводом (в приведенной схеме – к рычагу плунжерного насоса), как и при разработке механического привода, определяется исходя из эргономических требований в зависимости от режима работы устройства. Оно может быть назначено в соответствии с рекомендациями, приведенными в таблице 1.1.

При кратковременном режиме работы, в котором чаще всего используют механизмы с ручным гидравлическим приводом, допустимое усилие на рукоятке должно быть не более 200 Н.

Для обеспечения нормальной работы гидравлического привода с ручным управлением должно выполняться следующее расчетное соотношение между его силовыми и геометрическими параметрами рабочего гидроцилиндра:

$$D_{PC}^{PAC} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{РАБ}^{max}}{\pi \cdot P_{PC}^{РАБ}}}, \quad (1.1)$$

где D_{PC}^{PAC} – расчетный диаметр рабочего гидроцилиндра, м;

$D_{PC}^{РАБ}$ – рабочее давление в полости рабочего гидроцилиндра, Па.

При выборе величины рабочего давления в гидравлических системах технологического оборудования рекомендуется пользоваться данными, приведенными в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Рекомендуемые величины рабочего, условного и пробного давлений рабочей жидкости в зависимости от технологического усилия на рабочем органе гидропривода

| Рабочее усилие на исполнительном элементе гидропривода, кН | Рекомендуемое давление рабочей жидкости, МПа | | |
|--|--|--------------------|-------------------|
| | Условное, P_U | Рабочее, $P_{РАБ}$ | Пробное, $P_{ПР}$ |
| До 10 | 0,25 | 0,25 | 0,4 |
| Свыше 10 до 20 | 0,63 | 0,63 | 0,9 |
| Свыше 20 до 30 | 1,6 | 1,6 | 2,4 |
| Свыше 30 до 40 | 2,5 | 2,5 | 3,8 |
| Свыше 40 до 120 | 6,3 | 6,3 | 9,6 |
| Свыше 120 до 250 | 10,0 | 10,0 | 15,0 |
| Свыше 250 до 400 | 16,0 | 16,0 | 24,0 |
| Свыше 400 до 600 | 25,0 | 25,0 | 35,0 |
| Свыше 600 | 40,0 | 40,0 | 56,0 |

В этой таблице под рабочим давлением ($P_{РАБ}$) понимается наибольшее избыточное рабочее давление, при котором обеспечивается длительная работа арматуры и соединительных частей из стали при рабочей температуре проводимой среды (в данном случае до 200 °С). Под условным давлением (P_U) понимается наибольшее избыточное рабочее давление, при котором обеспечивается длительная работа арматуры и соединительных частей при температуре 20 °С. Под пробным давлением ($P_{ПР}$) понимается избыточное давление, при котором арматура и соединительные части подвергаются гидравлическому испытанию на прочность и плотность материала при температуре не выше 100 °С.

При окончательном назначении размеров диаметров рабочих и главных гидроцилиндров привода, а также диаметров и хода штока (плунжера), следует использовать рекомендации, приведенные в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Рекомендуемые величины размеров диаметров цилиндров, диаметров штока цилиндров и хода штока (плунжера) цилиндров

| Показатели | Значения показателей, мм (без скобок дан основной ряд, в скобках – дополнительный) |
|-------------------------------------|--|
| Диаметры цилиндров | 10, 12, 16, 20, 25, 32 (36), 40 (45), 50 (56), 63 (70), 80 (90), 100 (110), 125 (140), 160 (180), 200 (220), 250 (280), 320 (360), 400 (450) |
| Диаметры штока (плунжера) цилиндров | 4, 5, 6, 8, 10, 12 (14), 16 (18), 20 (22), 25 (28), 32 (36), 40 (45), 50 (56), 63 (70), 80 (90), 100 (110), 125 (140), 160 (180), 200 (220), 250 (280), 320 (360), 400 (450) |
| Ход штока (плунжера) цилиндров | 4, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50 (56), 63 (70), 80, 100 (110), 125 (140), 160 (180), 200 (220), 250 (280), 320 (360), 400 (450), 500 (560), 630 (710), 800, 1000 (1120), 1250 (1400), 1600 (1800), 2000 |

Для обеспечения требуемой величины давления в рабочем гидроцилиндре (РРЦ) необходимо в плунжерном насосе (главном цилиндре) создать давление, величина которого P_H , Па, равна:

$$P_H = \frac{P_{РЦ}}{\eta_M \cdot \eta_G}, \quad (1.2)$$

где η_M – механический КПД гидропривода, учитывает потери на трение в механических сопряжениях элементов привода;

η_G – гидравлический КПД гидропривода, учитывает линейные потери напора в трубопроводах и местные потери в соединительной арматуре, управляющих и регулирующих элементах гидросистемы.

Для проектных расчетов на уровне эскизного проекта предварительно можно принимать следующие величины механических и гидравлических потерь: $\eta_M = 0,94...0,96$ и $\eta_G = 0,80...0,90$ в зависимости от сложности конструкции привода. В дальнейшем, при выполнении технического проекта, величины гидравлических потерь корректируются в зависимости от фактической длины и диаметров трубопроводов, а также количества элементов соединительной арматуры и управляющих и регулирующих аппаратов системы.

Исходя из полученной величины давления насоса, а также допустимого усилия на рычаге управления, определяется расчетный диаметр его поршня (плунжера) $D_H^{РАС}$, м. При этом используется следующее соотношение:

$$D_H^{РАС} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{УП}^{ДОП} \cdot L_P}{\pi \cdot P_H \cdot L_{ОН}}}, \quad (1.3)$$

где L_P – условная длина рычага управления плунжерным насосом (от оси качания до места приложения усилия рабочего), м; при выборе размеров органов ручного управления целесообразно соблюдать условие $L_P \leq 0,4$ м;

$L_{ОН}$ – расстояние от оси качания рычага до оси цилиндра плунжерного насоса, м; данная величина задается предварительно из расчета примерно половины ожидаемого диаметра цилиндра насоса, а затем уточняется, с учетом полученных результатов расчета диаметра цилиндра насоса;

Задавшись величиной угла качания рычага насоса α_P , рад. (обычно не более 60° , $\alpha_P \leq \pi/3$), можно определить ход рабочего органа гидропривода за один цикл работы плунжерного насоса $H_{РАБ}$ ЦИКЛ, м, по следующей формуле:

$$H_{РАБ}^{ЦИКЛ} \cong \frac{D_H^2}{D_{РЦ}^2} \cdot L_{ОН} \cdot \alpha_P. \quad (1.4)$$

Общее теоретическое число циклов работы плунжерного насоса, необходимое для подъема рабочего органа на максимальную высоту M_{MAX} цикл, ед., равно:

$$M_{\text{MAX}}^{\text{ЦИКЛ}} = \frac{H_{\text{MAX}}}{H_{\text{РАБ}}^{\text{ЦИКЛ}}}. \quad (1.5)$$

Исходя из полученных значений основных параметров, производится выбор по возможности стандартных элементов гидропривода: гидроцилиндров, соединительной арматуры, распределительной и управляющей гидроаппаратуры. Если невозможно, по каким-либо причинам, использовать в проектируемом приводе стандартных узлов или деталей, предлагаются их оригинальные конструкции. При этом обязательно следует производить прочностные расчеты (проектные и проверочные) основных элементов этих узлов. В частности, при проектировании нестандартных гидроцилиндров (изготовленных из стали), толщину стенки $\delta_{\text{ГЦ}}^{\text{СТ}}$, м, рекомендуется рассчитывать по следующей формуле:

$$\delta_{\text{ГЦ}}^{\text{СТ}} = \frac{D_{\text{Ц}}^{\text{ВН}}}{2} \cdot \sqrt{\frac{[\sigma_{\text{P}}^{\text{ГЦ}}] + 0,4 \cdot P_{\text{y}}}{[\sigma_{\text{P}}^{\text{ГЦ}}] - 1,3 \cdot P_{\text{y}}} - 1}, \quad (1.6)$$

где $D_{\text{Ц}}^{\text{ВН}}$ – внутренний диаметр гидроцилиндра, м;

P_{y} – условное давление в цилиндре, МПа;

$[\sigma_{\text{P}}^{\text{ГЦ}}]$ – допустимые напряжения растяжения для стали, из которой изготовлен гидроцилиндр, МПа.

Определение допустимых напряжений растяжения производится по формуле:

$$[\sigma_{\text{P}}^{\text{ГЦ}}] = \frac{\sigma_{\text{T}}^{\text{ГЦ}}}{[n]}, \quad (1.7)$$

где $\sigma_{\text{T}}^{\text{ГЦ}}$ – предел текучести стали, из которой изготовлен гидроцилиндр, МПа;

$[n]$ – коэффициент запаса прочности; $[n] = 3 \dots 4$.

Проверочный расчет, при необходимости, производится по следующей зависимости:

$$\sigma_{\text{P}} = \frac{0,4 \cdot D^2 + 1,3 \cdot (D_{\text{Ц}}^{\text{ВН}})^2}{(D_{\text{Ц}}^{\text{ВН}})^2 - D^2} \cdot P_{\text{y}} \leq [\sigma_{\text{P}}^{\text{ГЦ}}], \quad (1.8)$$

где $D_{\text{Ц}}^{\text{ВН}}$ – наружный диаметр гидроцилиндра, м; $D_{\text{Ц}}^{\text{ВН}} = D_{\text{Ц}}^{\text{ВН}} + 2\delta_{\text{ГЦ}}^{\text{СТ}}$.

При значительной длине штока (плунжера) гидроцилиндра необходимо выполнять его проверочный расчет на устойчивость при продольном

изгибе. Данный вид расчета следует производить когда имеет место следующее соотношение:

$$\gamma \cdot l_{\text{шт}} \geq 7,5 \cdot d_{\text{шт}}, \quad (1.9)$$

где $\gamma \cdot l_{\text{шт}}$ – приведенная длина штока (плунжера), м;

$l_{\text{шт}}$ – максимальное расстояние от точки приложения нагрузки на шток (плунжер) до места его соединения с поршнем, м;

γ – коэффициент приведения, зависящий от способа соединения концов штока (плунжера); когда оба конца штока (плунжера) жестко защемлены $\gamma = 0,5$; когда один конец заделан, а второй соединен шарниром – $\gamma = 0,7$; если один конец защемлен, а второй свободен $\gamma = 2$;

$d_{\text{шт}}$ – диаметр штока (плунжера), м. Условие устойчивости штока (плунжера) определяется выражением:

$$\frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{\text{шт}}}{(\gamma \cdot l_{\text{шт}})^2 \cdot F_{\text{РАБ}}^{\max}} \geq [n_{\gamma}], \quad (1.10)$$

где $J_{\text{шт}}$ – осевой момент инерции сечения штока (плунжера), м^4 ; рассчитывается в зависимости от формы сечения штока;

E – модуль упругости материала штока (плунжера), Па;

$[n_{\gamma}]$ – допустимый коэффициент запаса устойчивости; $[n_{\gamma}] = 3 \dots 4$. Если длина штока (плунжера) не велика ($\gamma \cdot l_{\text{шт}} < 7,5 \cdot d_{\text{шт}}$), то производится простой проверочный расчет его на прочность при сжатии по формуле:

$$\sigma_{\text{СЖ}} = \frac{F_{\text{РАБ}}^{\max}}{S_{\text{шт}}} \leq [\sigma_{\text{СЖ}}], \quad (1.11)$$

где $S_{\text{шт}}$ – площадь поперечного сечения штока (плунжера), м^2 ; рассчитывается в зависимости от формы сечения штока;

$[\sigma_{\text{СЖ}}]$ – допустимые напряжения сжатия для материала штока, Па, определяемые из условия $[\sigma_{\text{СЖ}}] \leq \sigma_T^{\text{шт}} / [n]$.

Толщину стенок соединительных трубопроводов гидросистемы $\delta_{\text{ТР}}$, м, рассчитывают исходя из условия прочности на разрыв по следующей зависимости:

$$\sigma_p = \frac{P_{\text{ТР}} \cdot d_y}{2 \cdot \delta_{\text{ТР}}} \leq [\sigma_p^{\text{ТР}}] \Rightarrow \delta_{\text{ТР}} \geq \frac{P_{\text{ТР}} \cdot d_y}{2 \cdot [\sigma_p^{\text{ТР}}]}, \quad (1.12)$$

где $[\sigma_p^{\text{ТР}}]$ – допустимые напряжения растяжения для материала трубопровода, Па;

d_y – условный (внутренний) диаметр трубопровода, м.

Порядок выполнения работы

Практическую работу рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

1) для расчетной схемы гидравлического привода технологического устройства с ручным управлением, показанной на рисунке 1.1, выполнить расчет основных параметров системы на основании исходных данных, приведенных в таблице 1.3;

Таблица 1.3 – Исходные данные для выполнения расчета основных параметров гидравлического подъемного устройства

| Вариант | Максимальная грузоподъемность $F_{РАБ}^{max}$, кН | Допустимое усилие, прикладываемое к органу управления приводом $F_{УП}^{доп}$, Н | Максимальная высота подъема, М max М | Условная длина рычага управления плунжерным насосом, м. | Угол качания рычага управления плунжерным насосом, рад. |
|---------|---|--|---|---|---|
| 1 | 15 | 110 | 1,0 | 0,20 | $\pi/6$ |
| 2 | 20 | 120 | 0,9 | 0,25 | $\pi/5$ |
| 3 | 30 | 130 | 0,8 | 0,30 | $\pi/4,5$ |
| 4 | 50 | 140 | 0,7 | 0,35 | $\pi/4$ |
| 5 | 80 | 150 | 0,6 | 0,40 | $\pi/3$ |
| 6 | 50 | 160 | 0,5 | 0,40 | $\pi/6$ |
| 7 | 30 | 170 | 0,5 | 0,35 | $\pi/5$ |
| 8 | 40 | 180 | 0,6 | 0,30 | $\pi/4,5$ |
| 9 | 60 | 190 | 0,7 | 0,25 | $\pi/4$ |
| 10 | 60 | 200 | 0,8 | 0,20 | $\pi/3$ |
| 11 | 80 | 210 | 0,9 | 0,20 | $\pi/6$ |
| 12 | 80 | 220 | 1,0 | 0,25 | $\pi/5$ |
| 13 | 90 | 230 | 1,0 | 0,30 | $\pi/4,5$ |
| 14 | 120 | 240 | 1,0 | 0,35 | $\pi/4$ |
| 15 | 100 | 250 | 0,9 | 0,40 | $\pi/3$ |
| 16 | 120 | 260 | 0,8 | 0,40 | $\pi/6$ |
| 17 | 150 | 270 | 0,7 | 0,35 | $\pi/5$ |
| 18 | 80 | 280 | 0,6 | 0,30 | $\pi/4,5$ |
| 19 | 100 | 290 | 0,5 | 0,25 | $\pi/4$ |
| 20 | 120 | 100 | 0,5 | 0,20 | $\pi/3$ |
| 21 | 60 | 110 | 0,6 | 0,20 | $\pi/6$ |
| 22 | 50 | 120 | 0,7 | 0,25 | $\pi/5$ |
| 23 | 90 | 130 | 0,8 | 0,30 | $\pi/4,5$ |
| 24 | 50 | 140 | 0,9 | 0,35 | $\pi/4$ |
| 25 | 120 | 150 | 1,0 | 0,40 | $\pi/3$ |

- 2) произвести выбор стандартных элементов привода;
- 3) выполнять проверочный расчет штока (плунжера) гидроцилиндра на устойчивость при продольном изгибе;
- 4) выполнить расчет толщины стенок соединительных трубопроводов гидравлической системы.

Содержание отчета и его форма

Отчет по работе выполняется каждым студентом самостоятельно и должен включать в себя следующие материалы:

- наименование и цель работы;
- гидравлическую схему и описание назначения, устройства и принципа действия гидравлического подъемного устройства;
- проектный расчет основных параметров системы, выполненный на основании исходных данных, приведенных в таблице 1.3;
- параметры стандартных элементов гидропривода;
- проверочный расчет штока (плунжера) гидроцилиндра на устойчивость при продольном изгибе;
- расчет толщины стенок соединительных трубопроводов гидравлической системы;
- дату выполнения и подпись студента.

Отчет оформляется в тетради для практических работ по дисциплине «Гидравлические и пневматические системы пищевых производств» или в виде отдельного документа, выполненного на листах формата А4.

Контрольные вопросы

- 1) пояснить устройство и принцип работы силовых гидроцилиндров;
- 2) какие исходные данные используются для расчета основных параметров гидравлического привода;
- 3) какие эксплуатационные материалы используются в качестве рабочих жидкостей для гидропривода;
- 4) по какой формуле производится предварительное определение диаметра рабочего гидроцилиндра;
- 5) по какой формуле производится определение суммарного рабочего объема гидроцилиндров;
- 6) от каких факторов зависит величина давления в рабочих гидроцилиндрах и требуемое давление гидронасоса;
- 7) как рассчитывается толщина стенки рабочего гидроцилиндра;
- 8) в каких случаях следует производить расчет штоков гидроцилиндров на устойчивость;
- 9) как рассчитывается толщина стенок соединительных трубопроводов гидросистемы.

Практическая работа №2 (6 часов)

Основы проектирования пневматического привода для оборудования по переработке сельскохозяйственной продукции

Цель работы: Усвоение методики проектирования пневматического привода для ремонта и диагностики различных видов технологического оборудования, используемого в перерабатывающей отрасли

Теоретическое обоснование

Для работы пневматического привода использует энергия сжатого воздуха. Как правило, для работы пневмопривода пищевого оборудования используется сжатый воздух, поступающий от общей пневматической системы предприятия. В общую пневмосистему сжатый воздух нагнетается центральной компрессорной установкой предприятия. Иногда используется локальное оборудование с автономным компрессором. Рабочее давление подвального сжатого воздуха находится, как правило, в пределах 0,6...1,0 МПа.

Прежде чем сжатый воздух подается к элементам пневматических систем, он должен быть пропущен через аппаратуру для подготовки сжатого воздуха. Данная аппаратура выполняет две основные функции:

- 1) очищает воздух от влаги и механических примесей;
- 2) вносит в сжатый воздух распыленное масло для смазки трущихся поверхностей пневматических устройств. Для этих целей используются фильтры-влагоотделители и маслораспылители. Широко используются фильтры-влагоотделители по ГОСТ 17437-72, предназначенные для очистки сжатого воздуха при давлении до 1,0 МПа. Для внесения масла в сжатый воздух используются маслораспылители типа В44-2.

Подготовка сжатого воздуха значительно повышает безотказность и долговечность пневматических устройств. Аппаратуру для подготовки сжатого воздуха рекомендуется устанавливать, как на выходе компрессорной установки, так и включать в состав пневматических систем технологического оборудования.

Расчет пневматического привода рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

- разработка пневматической схемы привода, назначение вида входящих в него элементов и их описание; выбор стандартных элементов привода (пневмоцилиндров, управляющей и распределительной арматуры, аппаратуры для подготовки сжатого воздуха и т.д.);
- энергетический расчет;
- расчет основных параметров элементов привода.

В процессе разработки принципиальной схемы пневмопривода широко используют (если отсутствуют специальные требования к конструкции или условиям работы оборудования) известные варианты схем, а также стандартные и стандартизованные конструкции пневматической аппаратуры и арматуры, хорошо зарекомендовавшие себя в различных видах технологического оборудования. При этом особое внимание следует уделять мероприяти-

ям, обеспечивающим минимизацию утечек сжатого воздуха из пневматических систем.

Выполнение пневматических схем производится в соответствии с требованиями ГОСТ 2.704-76 «Правила выполнения гидравлических и пневматических схем», а также ГОСТ 2.701-84 «Схемы, виды и типы. Общие требования к выполнению». При выполнении схем следует использовать условные обозначения, рекомендуемые следующими стандартами:

– ГОСТ 2.780-96 «Элементы гидравлических и пневматических схем»;

– ГОСТ 2.781-96 «Аппаратура распределительная и регулирующая гидравлическая и пневматическая»;

– ГОСТ 2.782-96 «Насосы и двигатели гидравлические и пневматические»;

– ГОСТ 2.784-96 «Элементы трубопроводов»;

– ГОСТ 2.785-70 «Арматура трубопроводная».

Исполнительными элементами пневмопривода являются пневматические двигатели, которые приводят в действие рабочие элементы оборудования. В большинстве случаев рабочий элемент оборудования совершает поступательное (либо возвратно-поступательное) движение. Поэтому чаще всего в качестве пневмодвигателя применяются линейные двигатели: поршневые пневмодвигатели (пневмоцилиндры) или диафрагменные (мембранные) пневмодвигатели (пнеumoкамеры). Линейные пневмодвигатели бывают одностороннего или двустороннего действия. Широкое применение в пневматических приводах нашли пневмоцилиндры общего назначения по ГОСТ 15608-70, рассчитанные на давление до 1,0 МПа. Пневмоцилиндры изготавливают в разных вариантах исполнения, отличающихся по способам торможения, крепления; по выполнению конца штока и присоединительной резьбы для подвода сжатого воздуха.

Для станочных приспособлений, различных зажимов, прижимов и т.п. с ограниченными габаритными размерами рекомендуется использовать встраиваемые пневмоцилиндры по ГОСТ 21307 – 75.

В случае действия на рабочий элемент оборудования односторонней нагрузки небольшой величины и при малом ходе рабочего органа, в качестве пневмодвигателя могут быть использованы двигатели сильфонного типа. Если же рабочий орган оборудования осуществляет вращательное движение, в пневматических приводах используются ротационные пневмодвигатели. Ротационные двигатели используются в гаражном оборудовании значительно реже линейных пневмодвигателей.

Для автоматического поддержания давления сжатого воздуха в пневмосистеме на заданном уровне используется специальная пневматическая аппаратура – регуляторы давления (редукционные пневмоклапаны или пневморедукторы). Достаточно часто используются редукционные пневмоклапаны по ГОСТ 18468-73, рассчитанные на рабочее давление до 1,0 МПа. Выпускаются редукционные пневмоклапаны с различными условными проходами,

которые выбираются в зависимости от пропускаемого через него потока воздуха (табл. 2.1)

Таблица 2.1 – Зависимость номинального потока воздуха от сечения трубопровода

| Номинальный поток воздуха (при давлении 0,4 МПа), м ³ /мин. | Условный проход D _y , мм. |
|--|--------------------------------------|
| 0,25 | 8 |
| 0,63 | 12 |
| 1,00 | 16 |
| 2,50 | 25 |

Для регулирования расхода сжатого воздуха используются пневмодроссели. По ГОСТ 19485-74 выпускаются пневмодроссели с обратным клапаном, обеспечивающие свободный проход воздуха в обратном направлении, так же рассчитанные на давление до 1,0 МПа и имеющие различную величину условного прохода (табл. 2.2)

Таблица 2.2 – Зависимость сечения трубопровода от номинального потока воздуха

| Условный проход D _y , мм. | 4 | 8 | 10 | 12 | 16 | 20 | 25 |
|--|------|------|------|------|------|------|------|
| Номинальный поток воздуха (при давлении 0,4 МПа), м ³ /мин. | 0,10 | 0,40 | 0,63 | 0,80 | 1,60 | 2,50 | 4,00 |

Для изменения направления потока воздуха в пневматических приводах используется распределительная аппаратура. Воздухораспределители бывают двухходовые, трехходовые, четырехходовые и пятиходовые. В зависимости от конструкции пневмосистемы применяются воздухораспределители с ручным управлением (например, крановые распределители по ГОСТ 18647-73), путевые воздухораспределители (переключаются при помощи кулачков и упоров, например, воздухораспределитель типа В76), а так же автоматические пневмораспределители с электрическим и пневматическим управлением. Последние изготавливают с двусторонним и односторонним управлением и с пружинным возвратом клапана (золотника).

На рисунке 2.1 рассмотрена типовая схема пневмопривода, которая может быть использована в технологическом оборудовании. В частности, она применяется для привода сырного пресса или толкателя при формировании тары.

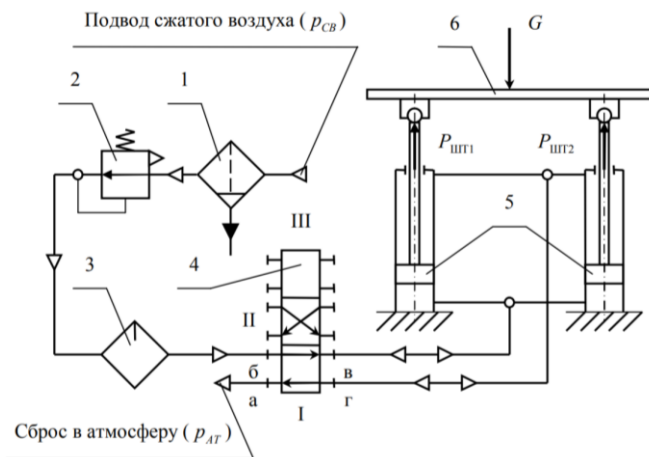


Рисунок 2.1 – Схема пневматического привода

1 – фильтр-влажотделитель; 2 – регулятор давления (редуктор); 3 – маслораспылитель; 4 – воздухораспределитель трехпозиционный; 5 – пневмоцилиндр; 6 – пресс (формирователь); I, II, III – положения воздухораспределителя (I – подъем, II – опускание, III – закрыт); G – вес поднимаемого груза(усилие), Н; Pшт1 , Pшт2 - усилия на штоках пневмоцилиндров, Н.

В приведенной на рисунке 2.1 схеме в качестве пневмодвигателей использованы два пневмоцилиндра двустороннего действия 5, приводящих в действие рабочий орган оборудования – пресс, формирователь итд.

Сжатый воздух к пневмоцилиндрам подается от трехпозиционного воздухораспределителя 4. При нахождении воздухораспределителя в положении I (как показано на рисунке), сжатый воздух поступает в нижние полости пневмоцилиндров и, воздействуя на поршни, заставляет подниматься их вверх вместе с прессом (формирователем) 6, преодолевая при этом усилие (вес) G . Во втором положении воздухораспределителя (позиция II) сжатый воздух поступает в верхние полости пневмоцилиндров, заставляя их поршни и пресс (формирователь) опускаться вниз. В третьем положении воздухораспределителя (позиция III) пневмомагистраль отсоединена от пневмоцилиндров. К пневмораспределителю 4 сжатый воздух поступает из пневмомагистральной через фильтр-влажотделитель 1, регулятор давления 2 и маслораспылитель 3. Энергетический расчет пневматического привода заключается в определении энергетических затрат за один цикл работы оборудования. Полезная энергия, затрачиваемая приводом за один цикл работы оборудования $A_{ц}$, Дж, в общем случае определяется по формуле:

$$A_{ц} = \sum_{i=1}^{m_{шц}} \left\{ \int_0^{T_{шц}} [P(T)_{шцi} \cdot S(T)_{шцi}] \cdot dT \right\}, \quad (2.1)$$

где $m_{\text{пц}}$ – число пневмоцилиндров, шт.;
 $T_{\text{ц}}$ – продолжительность полного цикла работы оборудования, с;
 $P(T)_{\text{шт}i}$ – закон изменения силы, действующей на шток i -го пневмоцилиндра, Н;
 $S(T)_{\text{шт}i}$ – закон изменения хода штока i -го пневмоцилиндра, м.

При постоянных величинах рабочих нагрузок на штоки пневмоцилиндров $P_{\text{шт}i}$ можно использовать следующую расчетную зависимость:

$$A_{\text{ц}} = \sum_{i=1}^{m_{\text{пц}}} (P_{\text{шт}i} \cdot S_{\text{шт}i}^{\max}), \quad (2.2)$$

где $P_{\text{шт}i}$ – нагрузка на шток i -го пневмоцилиндра, Н;
 $S_{\text{шт}i}^{\max}$ – максимальный ход штока i -го пневмоцилиндра, м.

Расчет основных параметров пневматических приводов может включать в себя выбор или расчет пневмодвигателей (пневмоцилиндров, пневмокамер и пр.), определение времени срабатывания привода, а также выбор воздухопроводов и пневматической аппаратуры.

В качестве исходных данных для расчетов основных параметров пневмопривода обычно назначаются следующие параметры:

- 1) полезная нагрузка на шток поршня пневмоцилиндра $P_{\text{шт}}$, кН;
- 2) рабочий ход штока пневмоцилиндра $S_{\text{шт}}$, м;
- 3) диаметр штока пневмоцилиндра $d_{\text{шт}}$, м;
- 4) рабочее давление в пневмомагистрали p_M , МПа; для проектных расчетов можно принимать величину $p_M = 0,63$ МПа;
- 5) длина воздухопровода от распределителя до пневмодвигателя $l_{\text{вп}}$, м;
- 6) температура окружающей среды t , °С.

К основным параметрам пневматических приводов относятся следующие показатели:

- диаметр поршня пневмоцилиндра $D_{\text{пц}}$, м;
- диаметр условного прохода воздухопровода $D_{\text{увп}}$, м;
- расход сжатого воздуха $Q_{\text{св}}$, м³/с.

При использовании в качестве пневмодвигателя пневмоцилиндра диаметр поршня определяется по следующим формулам:

– для пневмоцилиндра толкающего действия (подача воздуха в бесштоковую полость) $D_{\text{пц}}^{\text{тол}}$, м,

$$D_{\text{пц}}^{\text{тол}} = \sqrt{\frac{4 \cdot P \cdot 10^{-2}}{\pi \cdot [10 \cdot (p_M - p_B)]^{\alpha}}}; \quad (2.3)$$

– для пневмоцилиндров тянущего действия (при подаче воздуха в штоковую полость) $D_{ПЦ}^{ТЯН}$, м,

$$D_{ПЦ}^{ТЯН} = \sqrt{\frac{4 \cdot P \cdot 10^{-2}}{\pi \cdot [10 \cdot (p_M - p_B)]^a}} + d_{ШЦ}^2}, \quad (2.4)$$

где P – полная нагрузка на шток, кН;
 p_B – давление в полости выхлопа, МПа;
 a – параметр нагрузок.

При проектировании нового привода полную нагрузку на шток пневмоцилиндра в общем случае приближенно определяют по формуле:

$$P = k_{BC} \cdot P_{ШТ} + P_{ПР} = k_{BC} \cdot P_{ШТ} + P_{ПР}^{ПН} + c_{ПР} \cdot S_{ШТ}, \quad (2.5)$$

где k_{BC} – коэффициент, учитывающий силы вредного сопротивления в пневмоцилиндре;

$P_{ПР}$ – полное усилие возвратной пружины (при ее наличии), кН;

$D_{ПР}^{ПН}$ – усилие предварительного натяга возвратной пружины, кН;

$c_{ПР}$ – жесткость возвратной пружины, кН/м.

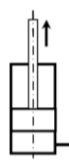

При отсутствии возвратной пружины полную нагрузку на штоке можно определять по формуле:

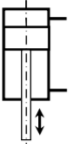
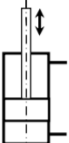

$$P = k_{BC} \cdot P_{ШТ}. \quad (2.6)$$

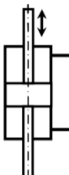
Величина коэффициента вредного сопротивления зависит от схемы конструкции пневмоцилиндра и способы его установки, а также величины полезной нагрузки на его штоке, рекомендуемые значения коэффициента приведены в таблице 3.1

Таблица 2.3 – Значения коэффициента вредного сопротивления в пневмоцилиндре

| Тип цилиндра | Схема установки цилиндра и направление движения штока | Значение коэффициента k_{BC} при величине полезной нагрузки $P_{ШТ}$, кН | | |
|----------------------------------|---|---|-----------|---------|
| | | До 1,5 | 1,5...5,0 | Св. 5,0 |
| Цилиндры одностороннего действия |  | 1,25 | 1,15 | 1,09 |
| Цилиндры одностороннего действия |  | 1,20 | 1,13 | 1,07 |

| | | | | |
|---|---|-------------|-------------|-------------|
| <p>Цилиндры одностороннего действия</p> |  | <p>1,24</p> | <p>1,16</p> | <p>1,09</p> |
| <p>Цилиндры двустороннего действия с односторонним штоком</p> |  | <p>1,30</p> | <p>1,20</p> | <p>1,14</p> |

| | | | | |
|---|--|-------------|-------------|-------------|
| <p>Цилиндры двустороннего действия с односторонним штоком</p> |  | <p>1,25</p> | <p>1,16</p> | <p>1,12</p> |
| <p>Цилиндры двустороннего действия с односторонним штоком</p> |  | <p>1,29</p> | <p>1,19</p> | <p>1,14</p> |
| <p>Цилиндры двустороннего действия с двусторонним штоком</p> |  | <p>1,37</p> | <p>1,25</p> | <p>1,17</p> |

| | | | | |
|--|---|-------------|-------------|-------------|
| <p>Цилиндры двустороннего действия с двусторонним штоком</p> |  | <p>1,36</p> | <p>1,23</p> | <p>1,17</p> |
|--|---|-------------|-------------|-------------|

Давление в полости выхлопа для обычных условий работы пневмоцилиндров (отсутствие дросселирования на выхлопе) рекомендуется принимать $B_p = 0,12 \dots 0,16$ МПа. Величина параметра нагрузки a определяет плавность перемещения поршня пневмоцилиндра. Для пневмоцилиндров, ход штока которых $S_{шт}$ не превышает диаметра $D_{пц}$, параметр нагрузки не учитывается и принимается равным $a = 1$. Для пневмоцилиндров, ход поршня которых превышает диаметр, при определении параметра нагрузки пользуются функцией параметра нагрузок $\varphi(a)$

$$\varphi(a) = 0,0224 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{V_I \cdot D}{F_{\dot{O}} \cdot p_M \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{T}}, \quad (2.6)$$

где V_{Π} – установившаяся скорость движения поршня, м/с;

F_y – площадь условного прохода воздухопровода, м²;

$$F_y = 0,25\pi D_{yвп}^2;$$

T – абсолютная температура воздуха, °К; $T = 273 + t$;

ε – коэффициент расхода.

Установившуюся скорость движения поршня рекомендуется принимать в пределах $V_{\Pi} = 0,05 \dots 0,30$ м/с, а диаметр условного прохода – $D_{yвп} = (0,055 \dots 0,090) \cdot D_{пц}$. При этом диаметр поршня приблизительно определяют по формуле 2.4, приняв $a = 1$.

Коэффициент расхода рассчитывается по формуле

$$\varepsilon = \left(\frac{2 \cdot 10^6 \cdot \Delta p}{V_{\dot{A}I}^2 \cdot \rho_{\dot{A}}} - 1 \right)^{-0,5}, \quad (2.7)$$

где Δp – общие потери давления в воздухопроводах, МПа;

$V_{вп}$ – скорость воздуха в воздухопроводе, м/с;

ρ_v – плотность воздуха, кг/м³.

Общие потери давления в воздухопроводах вычисляются по формуле:

$$\Delta p = \sum \Delta p_{лп} + \sum \Delta p_{мп},$$

где $\sum \Delta p_{лп}$ – суммарные линейные потери давления по длине воздухопроводов, МПа;

$\sum \Delta p_{мп}$ – потери давления в местных сопротивлениях (отводах, клапанах, задвижках, регулирующей аппаратуре и т.п.), МПа.

Величина суммарных линейных потерь давления равна:

$$\sum \Delta p_{лп} = \Delta p_{yлп} \cdot \sum l_{вп},$$

где $\Delta p_{\text{улп}}$ – удельные линейные потери давления в воздухопроводах, МПа/м;

$\Sigma L_{\text{ВП}}$ – суммарная длина воздухопроводов, м.

Значения удельных линейных потерь давления и допустимых расходов воздуха для металлических и резиновых воздухопроводов в зависимости от диаметра условного прохода $D_{\text{увп}}$ при давлении в магистрали $p_m = 0,63$ МПа приведены в таблице 2.4.

Значения потерь давления воздуха $\Delta p_{\text{мп}}$ для различных видов местных сопротивлений в зависимости от диаметра условного прохода $D_{\text{увп}}$ приведены в таблице 3.3.

Таблица 3.2 – Значения удельных линейных потерь давления и допустимых расходов воздуха для металлических и резиновых воздухопроводов

| Диаметр условного прохода $D_{\text{увп}}$, м | Допустимый расход воздуха $Q_{\text{доп}}$, м ³ /с, при давлении 0,63 МПа | Удельные линейные потери давления $\Delta p_{\text{улп}}$, МПа/м, для воздухопровода | |
|---|---|---|-----------------|
| | | металлического | резинового |
| 0,006 | 0,0047 | 0,0060...0,0100 | 0,0040...0,0070 |
| 0,008 | 0,0067 | 0,0050...0,0060 | 0,0030...0,0050 |
| 0,010 | 0,0105 | 0,0040...0,0050 | 0,0025...0,0040 |
| 0,013 | 0,0167 | 0,0035...0,0045 | 0,0020...0,0035 |
| 0,015 | 0,0267 | 0,0025...0,0035 | 0,0018...0,0030 |
| 0,020 | 0,0417 | 0,0020...0,0025 | 0,0015...0,0025 |
| 0,025 | 0,0667 | 0,0018...0,0022 | 0,0012...0,0020 |
| 0,032 | 0,1183 | 0,0010...0,0015 | 0,0010...0,0015 |

Таблица 3.3 – Значения потерь давления воздуха в различных видах местных сопротивлений

| Вид местного сопротивления | Потери давления в местных сопротивлениях $\Delta p_{\text{мл}}$, МПа, в зависимости от диаметра условного прохода $D_{\text{увп}}$, м | | | | | | | |
|--|---|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|
| | 0,006 | 0,008 | 0,010 | 0,013 | 0,015 | 0,020 | 0,025 | 0,032 |
| Вентиль: угловой проходной | 0,014 0,024 | 0,013 0,019 | 0,013 0,018 | 0,012 0,018 | 0,012 0,015 | 0,011 0,014 | 0,010 0,012 | 0,008 0,010 |
| Фильтр-влагоотделитель | 0,003... ...0,020 | 0,003... ...0,017 | 0,003... ...0,018 | 0,004... ...0,018 | 0,008... ...0,018 | 0,008... ...0,018 | 0,008... ...0,018 | 0,006... ...0,055 |
| Маслораспылитель однократного распыления | 0,016... ...0,032 | 0,011... ...0,022 | 0,013... ...0,026 | 0,012... ...0,024 | 0,012... ...0,024 | 0,008... ...0,010 | 0,006... ...0,012 | 0,012... ...0,017 |
| Обратный клапан | 0,032... ...0,096 | 0,027... ...0,082 | 0,030... ...0,090 | 0,040... ...0,100 | 0,036... ...0,096 | 0,038... ...0,100 | 0,040... ...0,080 | – |
| Распределитель: 2х-линейный | 0,020... 0,024 | 0,017... ...0,019 | 0,016 | 0,012... ...0,016 | 0,012... ...0,015 | 0,012... ...0,015 | 0,012... ...0,016 | 0,010... ...0,012 |
| 3х- и 4х-линейный | 0,036 | 0,022... ...0,027 | 0,025 | 0,020... ...0,024 | 0,021... ...0,027 | 0,025... ...0,030 | 0,024... ...0,028 | – |
| Клапан быстрого выхлопа | 0,008... ...0,016 | 0,005... ...0,011 | 0,007... ...0,011 | 0,008... ...0,012 | 0,008... ...0,012 | 0,008... ...0,015 | 0,006... ...0,016 | – |

| Вид местного сопротивления | Потери давления в местных сопротивлениях $\Delta p_{\text{мл}}$, МПа, в зависимости от диаметра условного прохода $D_{\text{увп}}$, м | | | | | | | |
|---|---|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|
| | 0,006 | 0,008 | 0,010 | 0,013 | 0,015 | 0,020 | 0,025 | 0,032 |
| Активный глушитель: с внутренней присоединительной резьбой | 0,012... ...0,036 | 0,011... ...0,022 | 0,011... ...0,020 | 0,012... ...0,020 | 0,018... ...0,024 | 0,017... ...0,030 | 0,020... ...0,030 | 0,017... ...0,028 |
| с наружной присоединительной резьбой | 0,032... ...0,056 | 0,027... ...0,044 | 0,026... ...0,040 | 0,028... ...0,040 | 0,035... ...0,045 | 0,045... ...0,060 | 0,045... ...0,056 | 0,045 |

| | | | | | | | | |
|------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Отвод под углом: 45° | 0,002 | 0,001 | 0,001 | 0,001 | 0,001 | 0,001 | 0,001 | 0,001 |
| 90° | 0,003 | 0,003 | 0,003 | 0,003 | 0,003 | 0,002 | 0,002 | 0,002 |
| 135° | 0,003 | 0,003 | 0,003 | 0,004 | 0,003 | 0,003 | 0,003 | 0,003 |
| Задвижка открытая: на 50% | 0,004 | 0,004 | 0,004 | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,006 | 0,006 |
| на 80% | 0,001 | 0,001 | 0,001 | – | – | – | – | – |
| Выход свободный | 0,003 | 0,002 | 0,002 | 0,002 | 0,002 | 0,002 | 0,002 | 0,002 |
| Внезапное сужение | 0,001 | 0,002 | 0,002 | 0,001 | 0,001 | 0,001 | 0,001 | – |
| Внезапное расширение | 0,001 | 0,001 | 0,001 | 0,001 | 0,001 | 0,001 | 0,001 | 0,001 |

Примечание : верхние пределы значений потерь давления следует принимать для скоростей воздуха в воздухопроводе до 7 м/с, а нижние – свыше 7 м/с.

Величину скорости воздуха в воздухопроводах $V_{ВП}$ рекомендуется принимать не более 20 м/с при диаметрах условного прохода $D_{УВП} > 0,016$ м и не более 10 м/с – при диаметрах условного прохода $D_{УВП} \leq 0,016$ м и для резиновых воздухопроводов.

Плотность воздуха ρ_B при различной его температуре и давлении в магистрали, равном $p_M = 0,63$ МПа, приведена в таблице 3.4.

На основании полученных результатов расчетов коэффициента расхода ϵ , по формуле 3.7 определяют функцию параметра нагрузок $\varphi(a)$, а затем, используя таблицу 3.5, определяют параметр нагрузки a . Зная величины полной нагрузки на шток P , давлений в пневмомагистрали p_M и в выхлопной полости p_B , а также параметр нагрузки a , определяют предварительную величину диаметра поршня пневмоцилиндра $D_{ПЦ}^{ТОЛ}$.

Таблица 3.4 – Значения плотности воздуха при разных температурах и давлении 0,63 МПа

| Температура воздуха t , °С | Абсолютная температура воздуха T , °К | Плотность воздуха ρ_B , кг/м ³ |
|------------------------------|---|--|
| 0 | 273 | 9,006 |
| 5 | 278 | 8,772 |
| 10 | 283 | 8,588 |
| 15 | 288 | 8,473 |
| 20 | 293 | 8,291 |
| 25 | 298 | 8,146 |
| 30 | 303 | 8,008 |
| 35 | 308 | 7,875 |
| 40 | 313 | 7,546 |
| 45 | 318 | 7,623 |
| 50 | 323 | 7,489 |

Таблица 3.5 – Значения параметра нагрузок и функции параметра нагрузок

| a, a^* , $\frac{p_{НЦ}}{p_M}$ | $\varphi(a), \varphi(a^*)$, $\varphi\left(\frac{p_{НЦ}}{p_M}\right)$ | a, a^* , $\frac{p_{НЦ}}{p_M}$ | $\varphi(a), \varphi(a^*)$, $\varphi\left(\frac{p_{НЦ}}{p_M}\right)$ | a, a^* , $\frac{p_{НЦ}}{p_M}$ | $\varphi(a), \varphi(a^*)$, $\varphi\left(\frac{p_{НЦ}}{p_M}\right)$ | a, a^* , $\frac{p_{НЦ}}{p_M}$ | $\varphi(a), \varphi(a^*)$, $\varphi\left(\frac{p_{НЦ}}{p_M}\right)$ |
|------------------------------------|--|------------------------------------|--|------------------------------------|--|------------------------------------|--|
| 0,528 | 0,2588 | 0,645 | 0,2509 | 0,765 | 0,2242 | 0,885 | 0,1697 |
| 0,530 | 0,2588 | 0,650 | 0,2502 | 0,770 | 0,2227 | 0,890 | 0,1665 |
| 0,535 | 0,2588 | 0,655 | 0,2495 | 0,775 | 0,2209 | 0,895 | 0,1632 |
| 0,540 | 0,2587 | 0,660 | 0,2487 | 0,780 | 0,2192 | 0,900 | 0,1597 |
| 0,545 | 0,2586 | 0,665 | 0,2479 | 0,785 | 0,2175 | 0,905 | 0,1561 |
| 0,550 | 0,2585 | 0,670 | 0,2470 | 0,790 | 0,2157 | 0,910 | 0,1524 |
| 0,555 | 0,2584 | 0,675 | 0,2461 | 0,795 | 0,2138 | 0,915 | 0,1486 |
| 0,560 | 0,2582 | 0,680 | 0,2452 | 0,800 | 0,2119 | 0,920 | 0,1446 |
| 0,565 | 0,2580 | 0,685 | 0,2443 | 0,805 | 0,2100 | 0,925 | 0,1404 |
| 0,570 | 0,2578 | 0,690 | 0,2433 | 0,810 | 0,2080 | 0,930 | 0,1360 |
| 0,575 | 0,2576 | 0,695 | 0,2423 | 0,815 | 0,2059 | 0,935 | 0,1314 |

| | | | | | | | |
|-------|--------|-------|--------|-------|--------|-------|--------|
| 0,580 | 0,2573 | 0,700 | 0,2413 | 0,820 | 0,2038 | 0,940 | 0,1267 |
| 0,585 | 0,2570 | 0,705 | 0,2402 | 0,825 | 0,2016 | 0,945 | 0,1216 |
| 0,590 | 0,2566 | 0,710 | 0,2391 | 0,830 | 0,1993 | 0,950 | 0,1163 |
| 0,595 | 0,2562 | 0,715 | 0,2379 | 0,835 | 0,1970 | 0,955 | 0,1106 |
| 0,600 | 0,2558 | 0,720 | 0,2367 | 0,840 | 0,1946 | 0,960 | 0,1046 |
| 0,605 | 0,2554 | 0,725 | 0,2355 | 0,845 | 0,1922 | 0,965 | 0,0981 |
| 0,610 | 0,2550 | 0,730 | 0,2342 | 0,850 | 0,1897 | 0,970 | 0,0911 |
| 0,615 | 0,2545 | 0,735 | 0,2329 | 0,855 | 0,1871 | 0,975 | 0,0834 |
| 0,620 | 0,2540 | 0,740 | 0,2316 | 0,860 | 0,1844 | 0,980 | 0,0748 |
| 0,625 | 0,2534 | 0,745 | 0,2302 | 0,865 | 0,1816 | 0,985 | 0,0649 |
| 0,630 | 0,2528 | 0,750 | 0,2288 | 0,870 | 0,1788 | 0,990 | 0,0532 |
| 0,635 | 0,2522 | 0,755 | 0,2273 | 0,875 | 0,1759 | 0,995 | 0,0377 |
| 0,640 | 0,2516 | 0,760 | 0,2257 | 0,880 | 0,1729 | 1,000 | 0,0000 |

Примечание: при значении параметров а (a^*) < 0,528 величины функций принимать равными $\varphi(a)$ ($\varphi(a^*) = 0,2588$).

После выбора типоразмера пневмоцилиндра уточняется диаметр его штока $d_{шц\ \phi}$, который должен удовлетворять следующему условию $d_{шц} = (0,25 \dots 0,32) \cdot D_{пц}$. В случае, когда ход штока пневмоцилиндра более чем в 10 раз превышает диаметр его поршня ($S_{шт} > 10 \cdot D_{пц}$), необходимо проводить проверочный расчет штока на устойчивость.

Далее уточняется величина диаметра условного прохода воздухопровода $D_{увп\ ут}$, при этом должно выполняться следующее условие:

$$\frac{\pi \cdot D_{увп\ ут}^2 \cdot V_{вп\ п}}{4} = \frac{\pi \cdot D_{шц\ \phi}^2 \cdot m_{шц} \cdot V_{п}}{4} \Rightarrow D_{увп\ ут} = D_{шц\ \phi} \cdot \sqrt{m_{шц} \cdot \frac{V_{п}}{V_{вп\ п}}}.$$

Полученный диаметр условного прохода округляют до ближайшего большего стандартного значения $D_{увп\ \phi}$, а затем уточняется площадь проходного сечения условного прохода $F_{увп\ \phi} = 0,25\pi D_{увп\ \phi}^2$.

Максимальная величина расхода воздуха в процессе работы пневмосистемы Q_{\max} , м³/с, рассчитывается по формуле:

$$Q_{\max} = 1,32 \cdot 10^5 \cdot \varepsilon \cdot F_{увп\ п} \cdot \varphi(a^*) \cdot \frac{P_M}{\sqrt{T}},$$

где $\varphi(a^*)$ – функция, значение которой определяется по таблице 3.5 в зависимости от величины параметра a^* . Значение параметра a^* рассчитывается по формуле:

$$a^* = \frac{4 \cdot 10^{-3} \cdot P}{\pi \cdot D_{шц\ \phi}^2} + 0,1, \\ P_M - \Delta p$$

Максимальный расход воздуха, рассчитанный по формуле 3.12, не должен превышать значений допустимого расхода воздуха $Q_{доп}$, приведенных для давления $p_M = 0,63$ МПа в таблице 3.2.

Время срабатывания пневмоцилиндров рассчитывается в тех случаях, когда оно регламентировано какими-либо условиями. Полное время срабатывания пневмоцилиндра t_{CP} , с, рассчитывается по следующей формуле:

$$t_{CP} = t_{ПЕР} + t_{РАА} + t_{НАП} + t_{ДВ} + t_{НАР},$$

где $t_{ПЕР}$ – время переключения воздухораспределителя, с;

$t_{РАА}$ – время распространения воздушной волны от воздухораспределителя до рабочей полости пневмоцилиндра, с;

$t_{НАП}$ – время наполнения начального объема пневмосистемы до начала движения поршня, с;

$t_{ДВ}$ – время движения поршня, с;

$t_{НАР}$ – время нарастания давления в рабочей полости пневмоцилиндра до величины магистрального давления после завершения хода поршня, с.

Для предварительных расчетов пневматических подъемников время подъема можно приблизительно определять по формуле:

$$t_{CP} \approx (1,15 \dots 1,25) \cdot t_{ДВ},$$

Время движения поршня определяется в зависимости от типа пневмоцилиндра. Для пневмоцилиндров одностороннего действия время движения $t_{ДВ}$, с, рассчитывается по формуле:

$$t_{ДВ} = 0,0224 \cdot \frac{\Delta V \cdot p_{нд}}{\varepsilon \cdot F_{увп_\phi} \cdot \sqrt{T} \cdot p_M \cdot \varphi_1 \left(\frac{p_{нд}}{p_M} \right)},$$

где ΔV – рабочий объем пневмоцилиндра (объем, описываемый поршнем при его перемещении), м³; $\Delta V = F_{ПП} S_{ПП_\phi}$;

$p_{нд}$ – давление в полости пневмоцилиндра, соответствующее началу

движения поршня, МПа; $p_{нд} = \frac{4 \cdot 10^{-3} \cdot P}{\pi \cdot D_{ПП_\phi}^2} + 0,1$;

$\varphi_1 \left(\frac{p_{нд}}{p_M} \right)$ – функция, величина которой определяется отношением

ем $\frac{p_{нд}}{p_M}$ (см. приложение А8 ???).

Порядок выполнения работы

Практическую работу рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

1) для расчетной схемы пневматического привода устройства, показанной на рисунке 3.1:

– дать краткое описание устройства и принципа работы системы;

– выполнить расчет основных параметров системы на основании исходных данных, приведенных в таблице 3.6;

Таблица 3.6 – Исходные данные для выполнения расчета основных параметров пневматического привода

| Вариант | Максимальная грузоподъемность, кН | Максимальная высота подъема, м | Рабочее давление в пневмомагистрале, МПа | Длина воздухопровода от воздухораспределителя до пневмоцилиндра, м | Температура окружающего воздуха, °С |
|---------|-----------------------------------|--------------------------------|--|--|-------------------------------------|
| 1 | 10 | 0,50 | 0,60 | 1,0 | 15 |
| 2 | 30 | 0,45 | 0,65 | 2,0 | 16 |
| 3 | 50 | 0,40 | 0,70 | 3,0 | 17 |
| 4 | 80 | 0,35 | 0,75 | 4,0 | 18 |
| 5 | 100 | 0,30 | 0,80 | 5,0 | 19 |
| 6 | 90 | 0,40 | 0,70 | 4,5 | 20 |
| 7 | 60 | 0,50 | 0,60 | 4,0 | 21 |
| 8 | 40 | 0,60 | 0,50 | 3,5 | 22 |
| 9 | 20 | 0,70 | 0,40 | 3,0 | 23 |
| 10 | 15 | 0,80 | 0,40 | 1,5 | 24 |
| 11 | 35 | 0,70 | 0,55 | 2,5 | 25 |
| 12 | 55 | 0,60 | 0,70 | 3,5 | 26 |
| 13 | 85 | 0,50 | 0,85 | 4,5 | 27 |
| 14 | 110 | 0,40 | 1,00 | 5,5 | 26 |
| 15 | 100 | 0,45 | 0,90 | 5,0 | 25 |
| 16 | 70 | 0,50 | 0,80 | 4,5 | 24 |
| 17 | 50 | 0,55 | 0,70 | 4,0 | 23 |
| 18 | 30 | 0,60 | 0,60 | 3,5 | 22 |
| 19 | 18 | 0,65 | 0,61 | 2,0 | 21 |
| 20 | 32 | 0,60 | 0,62 | 3,0 | 20 |
| 21 | 56 | 0,55 | 0,63 | 4,0 | 19 |
| 22 | 72 | 0,50 | 0,64 | 5,0 | 18 |
| 23 | 80 | 0,45 | 0,65 | 6,0 | 17 |
| 24 | 66 | 0,55 | 0,66 | 5,5 | 16 |
| 25 | 40 | 0,60 | 0,67 | 5,0 | 15 |

2) произвести выбор стандартных элементов привода;

3) при необходимости выполнять проверочный расчет штока пневмоцилиндра на устойчивость.

Содержание отчета и его форма

Отчет по работе выполняется каждым студентом самостоятельно и должен включать в себя следующие материалы:

– пневматическую схему привода, описание назначения, устройства и принципа действия гидравлического подъемного устройства;

– проектный расчет основных параметров системы, выполненный на основании исходных данных, приведенных в таблице 3.6.

- параметры стандартных элементов пневмопривода;
- проверочный расчет штока пневмоцилиндра на устойчивость при необходимости; – расчет толщины стенок соединительных трубопроводов гидравлической системы;
- дату выполнения и подпись студента.

Отчет оформляется в тетради для практических работ по дисциплине «Гидравлические и пневматические системы пищевых производств» или в виде отдельного документа, выполненного на листах формата А4.

Контрольные вопросы и защита работы

Для оценки уровня усвоения материала лабораторной работы рекомендуется следующий перечень контрольных вопросов:

- 1) составить пневматическую схему, пояснить устройство и принцип работы элементов пневматического пресса;
- 2) какие исходные данные используются для расчета основных параметров пневматических силовых аппаратов;
- 3) какие требования предъявляются к сжатому воздуху, используемому для работы пневматического привода на перерабатывающих производствах;
- 4) по какой формуле производится предварительное определение диаметра рабочего пневмоцилиндра;
- 5) по какой формуле производится определение общих потерь давления в пневмосистеме;
- 6) по какой формуле производится определение величины суммарных линейных потерь давления воздуха в воздухопроводе;
- 7) как определяются потери давления воздуха в местных сопротивлениях пневмопривода;
- 8) в каких случаях производится определении параметра нагрузки; от каких факторов зависит величина функции параметра нагрузок $f(a)$;
- 9) по какой формуле рассчитывается коэффициент расхода воздуха;
- 10) как определяется величина параметра нагрузки a , используемого для расчета диаметра пневмоцилиндра;
- 11) по какой формуле производится расчет максимальной величины расхода воздуха в процессе работы пневмосистемы;

Защита работы производится индивидуально каждым студентом только при наличии отчета, оформленного в соответствие с вышеприведенными требованиями.

Практическое занятие №3 (6 часов)

Моделирование работы гидравлического привода одностороннего действия

2.1 Цель работы научиться создавать цифровые модели гидравлической системы в программном комплексе SimInTech. Смоделировать процесс перемещения нагрузки привода при смене позиций распределителя.

2.2 Теоретическое обоснование

В общем случае для составления цифровой модели гидравлической или пневматической системы в программном комплексе SimInTech необходимо выполнить следующую последовательность действий.

1 Провести анализ конструкции и принципа действия системы

1.1 Выполнить следующие действия:

– выделить в системе подвижные детали и сформировать из них группы, в каждой из которых параметры движения деталей (перемещение, скорость, ускорение) можно считать одинаковыми в каждый момент времени;

– выделить в системе объемы (полости) с рабочей средой, в каждой точке которых термодинамические параметры среды можно считать одинаковыми в каждый момент времени, а кинетической энергией среды в общем балансе ее энергии можно пренебречь;

– выделить в системе каналы, по которым течет рабочая среда; рассмотреть возможность объединения нескольких параллельных каналов в один эквивалентный;

– для каналов, образованных дроссельными элементами, определить тип дросселей; для регулируемых дросселей определить параметр, определяющий величину площади их проходного сечения, и выделить характерные элементы (затвор, седло, регулирующий элемент и т.п.);

– оценить степень влияния теплообмена на характер происходящих процессов, тем самым определив необходимость учета в модели процессов передачи тепла;

– в случае принятия решения об учете теплообменных процессов выделить в системе объемы деталей, термодинамические параметры в каждой точке которых можно считать одинаковыми;

– в случае принятия решения об учете теплообменных процессов определить вид теплопередачи между рабочей средой, поверхностями деталей и окружающей средой (свободная конвекция в большом объеме, свободная конвекция в малом объеме, вынужденная конвекция и т.п.);

– выделить в системе электромагнитные элементы.

1.2 На основе результатов выполнения указанных выше действий сформировать перечень элементов механической, термодинамической, гидродинамической, тепловой и электромагнитной подсистем рассматриваемой системы.

Присвоить уникальное название каждому элементу подсистем. Например, «поршень-шток-нагрузка», «дрессель «сопло-заслонка», «рабочая полость гидроцилиндра» и т.д.

1.3 Сформировать схему связей элементов подсистем (в графической, текстовой или табличной форме). В графической форме схема должна представлять собой совокупность условно обозначенных (например, названием элемента, обрешенным прямоугольником) элементов подсистем, соединенных линиями.

2 Сформировать расчетную схему системы и перечень исходных данных

2.1 Сформировать перечень принятых условий и допущений. Желательно сделать отдельный список допущений для каждого элемента подсистемы из перечня пункта 1.2.

2.2 Сформировать расчетную схему системы, в основе которой использовать принципиальную схему. На расчетной схеме выделить (например, цветом, штриховкой, замкнутыми прерывистыми линиями и т.п.) элементы подсистем и указать для них: названия (см. подпункт 1.2), обозначения (например, p_1 , T_1 , x_1 и т.п.) и значения (начальные, постоянные) их характерных параметров (например, начальных давлений и температур среды в полостях, масс, перемещений и скоростей подвижных деталей).

2.3 Сформировать перечень параметров элементов подсистем, достаточный для идентификации цифровой модели системы (например, масса подвижных деталей, диаметр и коэффициент расхода дресселя, площадь поверхности теплообмена и т.п.). Составить таблицу исходных данных, в которой указать название параметра, его значение и единицы измерения.

3 Пользуясь описанием блоков библиотеки ГПС для каждого элемента подсистем (из перечня подпункта 1.2) с учетом принятых условий и допущений (см. подпункт 2.1) выбрать соответствующий блок. Перенести выбранные блоки в рабочее окно программы SimInTech. Присвоить блокам имена в соответствии с подпунктом 1.2. В случае отсутствия в библиотеке подходящего блока пересмотреть перечень условий и допущений (см. подпункт 2.1) для соответствующего элемента и повторить операцию поиска блока.

4 Соединить выбранные блоки библиотеки линиями связи в соответствии со схемой связей (см. подпункт 1.3). Для каждого блока задать значения его свойств в соответствии с таблицей исходных данных (см. подпункт 2.3).

5. Установить параметры расчета. Рекомендуются следующие общие настройки расчета:

- метод интегрирования: Адаптивный 1 или Адаптивный 5;
- максимальный шаг интегрирования: не более 10^{-2} ;
- метод итерации петель: Ньютона-Рафсона;
- максимальное количество итераций: не менее 100.

Порядок выполнения работы

Рассматривается гидравлический привод с одной рабочей полостью (рисунок А.1). Управление перемещением исполнительного органа (поршень-штока) и соединенной с ним инерционной нагрузки происходит путем наполнения/опорожнения рабочей полости через распределитель. Распределитель имеет две рабочие позиции. В первой позиции распределитель соединяет источник рабочей среды с рабочей полостью гидроцилиндра, а во второй – рабочую полость гидроцилиндра и бак. Первая позиция распределителя обеспечивает наполнение рабочей полости, а вторая – ее опорожнение.

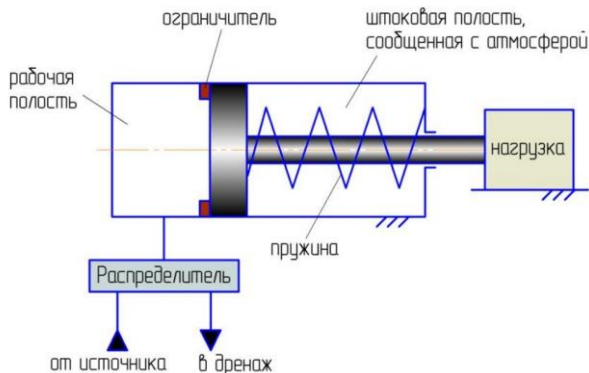


Рисунок А.1 – Принципиальная схема гидравлического привода

Требуется смоделировать процесс перемещения нагрузки привода при смене позиций распределителя и рассчитать переходные процессы: – по перемещению исполнительного органа; – по давлению рабочей среды в рабочей полости гидроцилиндра.

Исходные данные: Исходные данные приведены в таблице А.1. Таблица А.1 – Исходные данные для моделирования

| Параметр | Единицы | Значение |
|--|---------|--------------|
| Рабочая среда | – | масло АМГ-10 |
| Абсолютное давление рабочей среды в источнике | МПа | 1,4 |
| Температура рабочей среды в источнике | К | 293 |
| Масса поршень-штока гидроцилиндра и связанных с ним пружины и нагрузки | кг | 0,5 |
| Усилие, передаваемое на поршень-шток гидро- | Н | 300 |

| | | |
|---|----------------|-------------------------|
| цилиндра пружиной, при нулевом перемещении первого | | |
| Жесткость пружины | Н/м | 7000 |
| Коэффициент вязкого трения на подвижных элементах гидроцилиндра | Н/(м/с) | 500 |
| Максимальное перемещение поршень-штока гидроцилиндра | м | 0,3 |
| Площадь поршень-штока, на которую действует давление в рабочей полости | м ² | 19,635·10 ⁻⁴ |
| Площадь поршень-штока, на которую действует давление окружающей среды | м ² | 19,635·10 ⁻⁴ |
| Сила сухого трения на поршень-штоке при движении | Н | 50 |
| Сила сухого трения на поршень-штоке при страгивании | Н | 50 |
| Объем рабочей полости гидроцилиндра при нулевом перемещении поршень-штока | м ³ | 5·10 ⁻⁴ |
| Абсолютное давление окружающей среды | МПа | 0,1 |
| Абсолютное давление рабочей среды в баке | МПа | 0,1 |
| Температура рабочей среды в баке | К | 293 |
| Эквивалентный диаметр канала, соединяющего источник рабочей среды и рабочую полость гидроцилиндра | м | 4·10 ⁻³ |
| Эквивалентный диаметр канала, соединяющего рабочую полость гидроцилиндра и бак | м | 4·10 ⁻³ |

Принятые допущения и расчетная схема

Примем следующие допущения:

- принимаем начальное абсолютное давление и температуру рабочей среды в рабочей полости гидроцилиндра равными давлению и температуре в источнике;
- пренебрегаем процессами теплообмена между рабочей средой и стенками каналов и гидроцилиндра;
- канал, соединяющий источник рабочей среды и рабочую полость гидроцилиндра, моделируем постоянным дросселем
- канал, соединяющий рабочую полость гидроцилиндра и дренажный коллектор, моделируем постоянным дросселем;
- принимаем, что смена рабочей позиции распределителя происходит мгновенно вслед за подачей соответствующего управляющего сигнала;
- принимаем, что штоковая полость гидроцилиндра сообщена с окружающей средой каналом большого сечения, т.е. значения параметров среды в этой полости можно считать равными значениям параметров окружающей среды.

С учетом принятых допущений разобьем моделируемую систему (гидропривод с нагрузкой) на связанные подсистемы различной физической природы:

- механическая подсистема:
 - механический элемент №1, имитирующий исполнительный орган гидроцилиндра и связанную с ним нагрузку.
- гидродинамическая подсистема:
 - дроссель №1, имитирующий канал, соединяющий рабочую полость гидроцилиндра с источником рабочей среды;
 - дроссель №2, имитирующий канал, соединяющий рабочую полость гидроцилиндра с баком.
- термодинамическая подсистема:
 - полость №1, имитирующая источник рабочей среды;
 - полость №2, имитирующая рабочую полость гидроцилиндра;
 - полость №3, имитирующая штоковую полость гидроцилиндра;
 - полость №4, имитирующая бак.

Расчетная схема для моделирования работы гидравлического привода приведена на рисунке А.2.

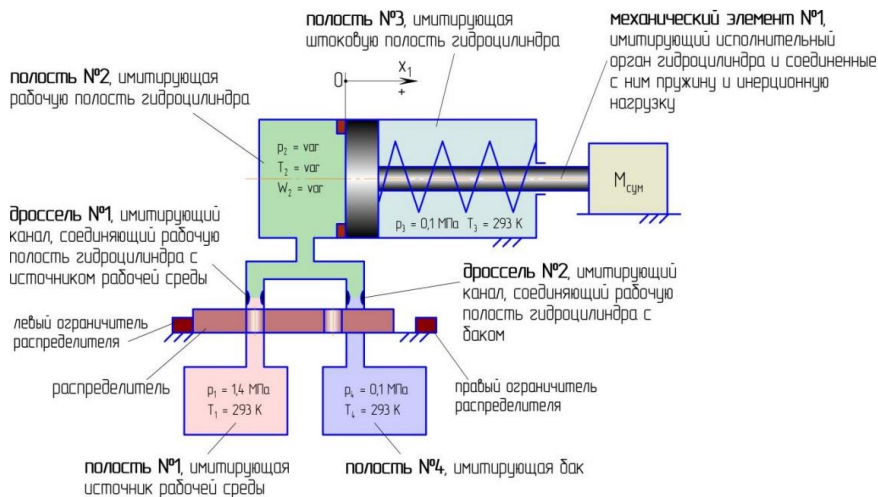


Рисунок А.2 – Расчетная схема для моделирования работы гидравлического привода

Формирование модели в SimInTech

Для моделирования отдельных объектов (указанных на рисунке А.2) в SimInTech, в соответствии с принятыми допущениями и расчетной схемой, необходимо использовать блоки библиотеки «ГПС», указанные в таблице А.2.

Таблица А.2 – Моделируемые объекты и соответствующие блоки библиотеки «ГПС»

| Моделируемый объект (рисунок А.2) | Блок библиотеки «ГПС» |
|-----------------------------------|--|
| механический элемент №1 | «Механический элемент поступательного движения» |
| дроссель №1 | «Гидравлический турбулентный дроссель с регулированием по произвольному параметру» |
| дроссель №2 | «Гидравлический турбулентный дроссель с регулированием по произвольному параметру» |
| полость №1 | «Полость с постоянными параметрами жидкости» |
| полость №2 | «Теплоизолированная полость переменного объема с постоянной температурой» |
| полость №3 | «Полость с постоянными параметрами газа» |
| полость №4 | «Полость с постоянными параметрами жидкости» |

Для осуществления связей между блоками, моделирующими отдельные объекты, используются блоки «Размножитель механический» и «Размножитель полостной».

Управление распределителем смоделировано с помощью стандартных блоков SimInTech типа «Ключ» и «Константа».

Механический элемент №1 (рисунок А.2) также можно смоделировать с использованием блоков библиотеки «Механика» (рисунок А.3). В этом случае для осуществления связей между блоками библиотек «ГПС» и «Механика» необходимо использовать блок «Переходник из Механики в ГПС», входящий в библиотеку «ГПС».

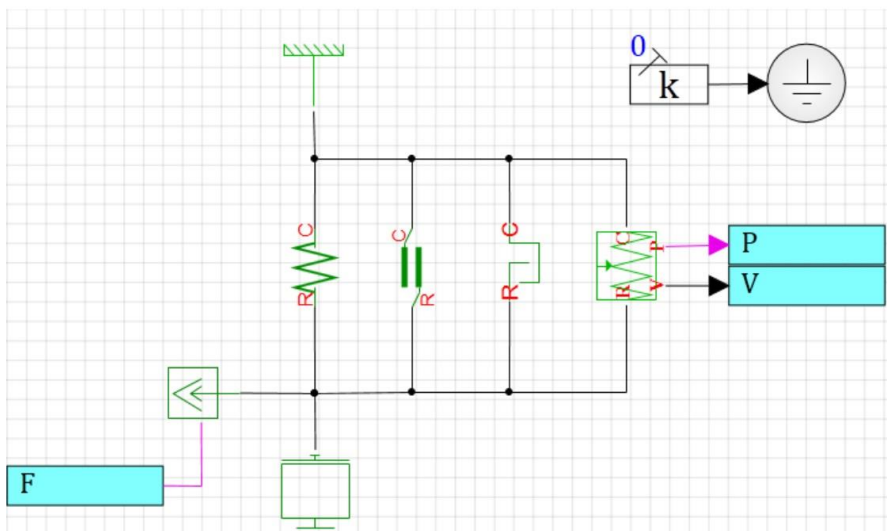


Рисунок А.3 – Модель механического элемента №1, сформированная из блоков библиотеки «Механика»

Модель гидропривода, сформированная в SimInTech из блоков библиотеки «ГПС», приведена на рисунке А.4, а из блоков библиотек «ГПС» и «Механика» – на рисунке А.5.

Для моделей установлены следующие параметры расчета:

- метод интегрирования: Адаптивный 1;
- минимальный шаг интегрирования: 10^{-7} ;
- максимальный шаг интегрирования: 10^{-3} ;
- конечное время расчета: $1 \cdot 10^5$;
- метод итерации петель: Ньютона-Рафсона;
- максимальное количество итераций: 100.

Значения свойств отдельных блоков модели приведены на рисунках А.6- А.13.

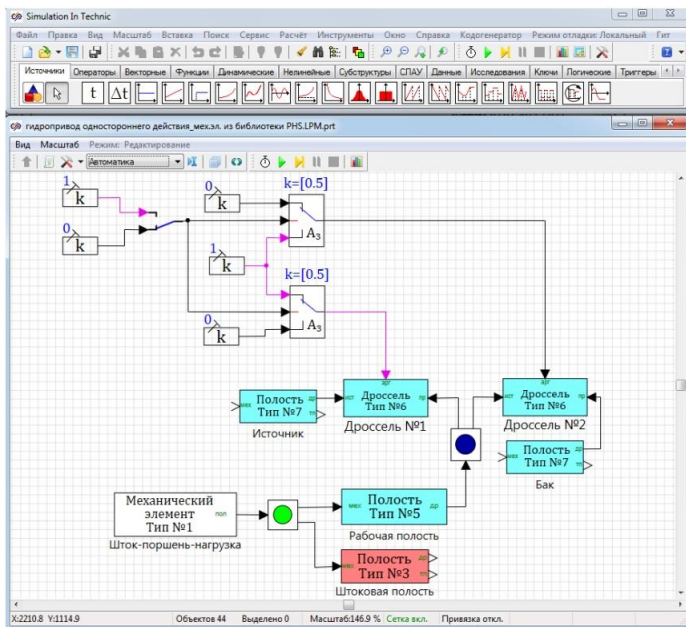


Рисунок А.4 – Модель гидропривода одностороннего действия, сформированная из блоков библиотеки «ГПС»

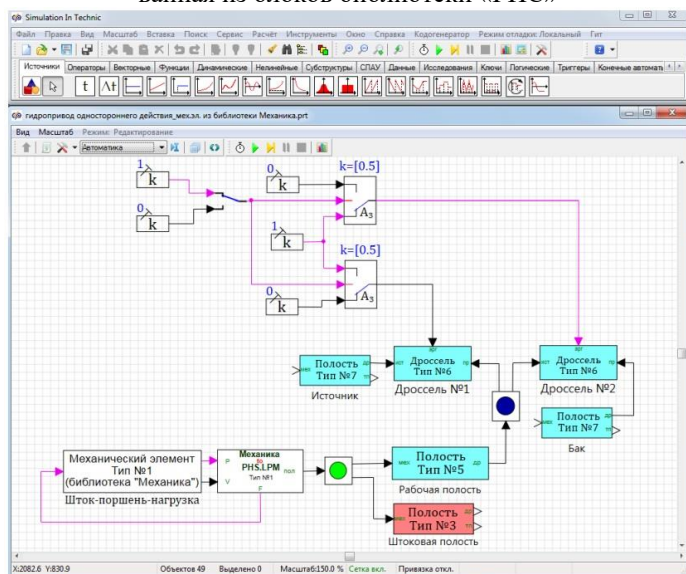


Рисунок А.5 – Модель гидропривода одностороннего действия, сформированная из блоков библиотек «ГПС» и «Механика»

| Название | Имя | Значение |
|--|-------------|--------------|
| Абсолютное давление рабочей среды в полости, Па | p_pol | 1.4e6 |
| Термодинамическая температура рабочей среды в полости, К | T_pol | 293 |
| Рабочая среда | liquid_type | масло АМГ-10 |

Рисунок А.6 – Свойства блока, обозначенного как «Источник»

| Название | Имя | Значение |
|---|-----------|-------------------------|
| Количество полостей, связанных с рассматриваемым механическим элементом | N_pol | 2 |
| Масса механического элемента, кг | M_el | 0.5 |
| Усилие от позиционной нагрузки (от действия упругих элементов) при нулевом перемещении механического элемента, Н | Fupr_0 | 300 |
| Эквивалентная жесткость упругих элементов, Н/м | c_upr | 7000 |
| Коэффициент вязкого трения, Н/(м/с) | Kv_tr | 600 |
| Начальное перемещение механического элемента, м | X_0 | 0.3 |
| Начальная скорость механического элемента, м/с | V_0 | 0 |
| Минимально возможное перемещение механического элемента, м | X_min | 0 |
| Максимально возможное перемещение механического элемента, м | X_max | 0.3 |
| Вектор значений площадей механического элемента, на которые действуют давления в различных полостях, м ² | S_p | [19.635e-4, -19.635e-4] |
| Сила сухого трения движения, Н | Ftr_dvizh | 50 |
| Сила сухого трения срабатывания, Н | Ftr_str | 50 |

Рисунок А.7 – Свойства блока, обозначенного как «Шток-поршень-нагрузка»

| Название | Имя | Значение |
|---|--------------|--------------|
| Начальное абсолютное давление рабочей среды в полости, Па | p_0 | 1.4e6 |
| Термодинамическая температура рабочей среды в полости, К | T_0 | 293 |
| Объем полости при нулевых перемещениях связанных с ней механических элементов, м ³ | W_x_0 | 5e-4 |
| Вектор начальных перемещений связанных механических элементов, м | X_0 | [0.3] |
| Количество дросселей (каналов), связанных с полостью | N_dr | 2 |
| Количество механических элементов, связанных с полостью | N_meh | 1 |
| Вектор значений площадей поверхностей механических элементов для осуществления объемной связи блоков "Полость. Тип №5" и "Механический элемент", м ² | S_meh_W | [19.635e-4] |
| Вектор значений площадей поверхностей механических элементов для осуществления силовой связи блоков "Полость. Тип №5" и "Механический элемент", м ² | S_meh_p | [19.635e-4] |
| Рабочая среда | liquid_type | масло АМГ-10 |
| Модуль объемной упругости рабочей среды | bulk_modulus | адриабатный |
| Нижнее ограничение по абсолютному давлению рабочей среды в полости, Па | p_min | 0.001e6 |

Рисунок А.8 – Свойства блока, обозначенного как «Рабочая полость»

| Название | Имя | Значение |
|--|------------|--------------------------------|
| Абсолютное давление рабочей среды в полости, Па | p_pol | 0.1e6 |
| Термодинамическая температура рабочей среды в полости, К | T_pol | 293 |
| Рабочая среда | fluid_type | воздух (газ) по Редлиху-Квонгу |

Рисунок А.9 – Свойства блока, обозначенного как «Штоковая полость»

| Название | Имя | Значение |
|--|-------------|--------------|
| Абсолютное давление рабочей среды в полости, Па | p_pol | 0.1e6 |
| Термодинамическая температура рабочей среды в полости, К | T_pol | 293 |
| Рабочая среда | liquid_type | масло АМГ-10 |

Рисунок А.10 – Свойства блока, обозначенного как «Бак»

| Название | Имя | Значение |
|--|--------------|-----------------------------------|
| Коэффициент массового расхода дросселя при прямом токе рабочей среды | mu_dr_prijam | 1 |
| Коэффициент массового расхода дросселя при обратном токе рабочей среды | mu_dr_obr | 1 |
| Вектор значений аргумента (x, m или t, сек или p, Па или др.) | argument | [0, 1e-10; 100] |
| Вектор значений площади проходного сечения дросселя, м ² | func | [0, pi*(4e-3)^2/4; pi*(4e-3)^2/4] |
| Рабочая среда | liquid_type | масло АМГ-10 |

Рисунок А.11 – Свойства блока, обозначенного как «Дроссель №1»

| Название | Имя | Значение |
|--|--------------|-----------------------------------|
| Коэффициент массового расхода дросселя при прямом токе рабочей среды | mu_dr_prijam | 1 |
| Коэффициент массового расхода дросселя при обратном токе рабочей среды | mu_dr_obr | 1 |
| Вектор значений аргумента (x, m или t, сек или p, Па или др.) | argument | [0, 1e-10; 100] |
| Вектор значений площади проходного сечения дросселя, м ² | func | [0, pi*(4e-3)^2/4; pi*(4e-3)^2/4] |
| Рабочая среда | liquid_type | масло АМГ-10 |

Рисунок А.12 – Свойства блока, обозначенного как «Дроссель №2»

| Название | Имя | Значение |
|---|-------|------------------------|
| Количество полостей, связанных с механическим элементом | N_pol | 2 |
| Вектор значений площадей механического элемента, на которые действуют давления в связанных полостях, м ² | S_p | [19.635e-4; 19.635e-4] |

Рисунок А.13 – Свойства блока «Переходник из Механики в ГПС»

Содержание отчета и его форма

Отчет по работе выполняется каждым студентом самостоятельно и должен включать в себя следующие материалы:

– Расчетную схему для моделирования работы гидравлического привода;

– Результаты моделирования в SimInTech при смене позиций распределителя привести в виде графиков (переходный процесс по перемещению исполнительного органа, переходный процесс по абсолютному давлению рабочей среды в рабочей полости гидроцилиндра);

– дату выполнения и подпись студента.

Отчет оформляется в тетради для практических работ по дисциплине «Гидравлические и пневматические системы пищевых производств» или в виде отдельного документа, выполненного на листах формата А4.

Контрольные вопросы и защита работы

Для оценки уровня усвоения материала лабораторной работы рекомендуется следующий перечень контрольных вопросов:

1) Классификация гидравлических распределителей;

2) Какую последовательность действий необходимо выполнить для составления цифровой модели гидравлической системы в программном комплексе SimInTech;

3) С учетом каких допущений производили моделирование системы (гидропривод с нагрузкой) на связанные подсистемы различной физической природы;

4) Какие библиотеки и основные блоки использовали для моделирования отдельных объектов в SimInTech;

Защита работы производится индивидуально каждым студентом только при наличии отчета, оформленного в соответствии с вышеприведенными требованиями.

Практическое занятие №4 (4 часа)

Моделирование работы пневматического привода одностороннего действия

2.1 Цель работы научиться создавать цифровые модели пневматической системы в программном комплексе SimInTech. Смоделировать процесс перемещения нагрузки привода при смене позиций распределителя.

2.2 Теоретическое обоснование

Пневматическая система – это техническая система, состоящая из устройств, находящихся в непосредственном контакте с рабочим газом (воздухом). Энергию сжатого воздуха промышленных пневматических систем используют для приведения в движение механизмов и машин, автоматического управления технологическими процессами, пескоструйной очистки, перемешивания растворов, распыления красок, транспортирования сыпучих материалов, дутья в доменные печи и пр. Наибольшее применение энергия сжатого воздуха получила в пневмоприводах. Промышленные пневмоприводы классифицируются по различным признакам, приведенным на рис. 1.1.

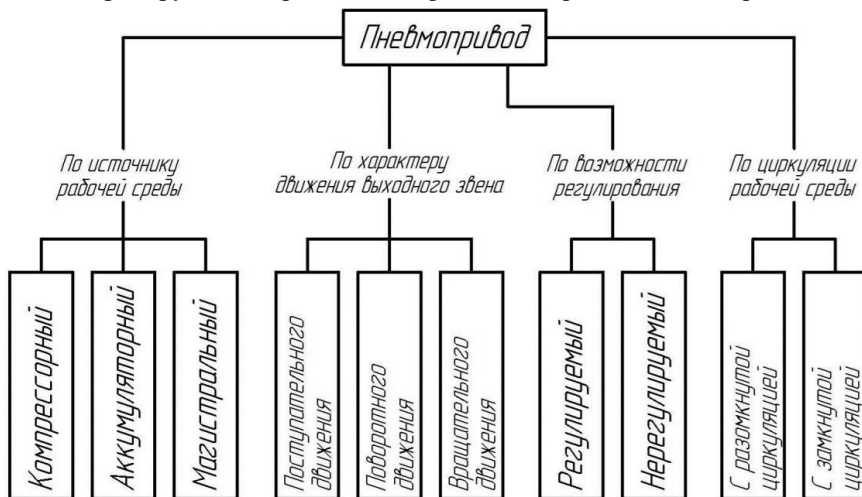


Рисунок 1.1 – Классификация пневмоприводов

В компрессорном пневмоприводе сжатый воздух подается в пневмодвигатель компрессором. В аккумуляторном приводе сжатый воздух поступает в пневмодвигатели из пневмоаккумулятора, предварительно заряженного от внешнего источника, не входящего в состав привода. Наиболее широкое распространение в промышленности нашли магистральные пневмоприводы, в которых сжатый воздух подается в пневмодвигатели от пневмомагистрали (заводской, цеховой

Свойства воздуха в большей или меньшей степени зависят от температуры и давления. В таблицах обычно свойства воздуха и других газов даются при нормальных физических условиях, т. е. при температуре 0 °С (273,15 К) и давлении 760 мм рт. ст. (101325 Па). При этих условиях для воздуха:

- показатель изоэнтропы (адиабаты) $k = 1,40$;
- кинематический коэффициент вязкости $\nu = 13,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;
- динамический коэффициент вязкости $\mu = 17,04 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$;
- удельная массовая изобарная теплоемкость $c_p = 1005 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;
- удельная массовая изохорная теплоемкость $c_v = 718 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

В элементах пневмоагрегатов, как правило, осуществляется стационарное течение одного или нескольких потоков газа. Для определения параметров этих потоков применяют основные уравнения термодинамики и механики одномерного течения.

Уравнение неразрывности потока: при установившемся движении газа массовый расход одинаков во всех сечениях канала:

$$\dot{m} = \rho w f = \text{const}, \quad (1.13)$$

где w – скорость течения газа;

f – площадь поперечного сечения канала.

Уравнение I закона термодинамики для открытой однопоточной системы: теплота, подводимая к потоку извне, расходуется на увеличение энтальпии рабочего тела, производство технической работы и изменение кинетической энергии и потенциальной энергии положения потока

$$q_{\text{внеш}} = (h_2 - h_1) + l_{\text{мех}} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g(z_2 - z_1), \quad (1.14)$$

где z_1 и z_2 – высота центра тяжести поперечного сечения потока в сечениях 1-1 и 2-2;

$q_{\text{внеш}}$ – теплота, подводимая к 1 кг рабочего тела из окружающей среды;

$l_{\text{тех}}$ – техническая работа, совершаемая 1 кг рабочего тела.

Уравнение сохранения механической энергии (уравнение Бернулли): подведенная извне техническая работа затрачивается на увеличение потенциальной энергии давления, на изменение кинетической энергии и потенциальной энергии положения потока, а также на покрытие потерь

$$-l_{\text{мех}} = \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\rho} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + l_{\text{мп}}. \quad (1.15)$$

При отсутствии технической работы и малом изменении плотности рабочего тела уравнение Бернулли записывается в виде

$$\frac{w_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + gz_1 = \frac{w_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + gz_2 + l_{\text{мп}}. \quad (1.16)$$

Истечение газа из неограниченного объема. При изэнтропном движении газа при условии истечения из неограниченного объема (начальная скорость равна нулю) массовый расход определяется по формуле, которой часто пользуются при расчетах пневмосистем:

$$\dot{m} = \varphi f_2 p_1 \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (1.17)$$

где p_1 и p_2 – соответственно давление газа в неограниченном объеме и в выходном сечении короткого канала или сопла, через которое происходит истечение;

φ – коэффициент расхода;

f_2 – площадь выходного сечения сужающегося сопла или цилиндрического канала;

T_1 – абсолютная температура газа, содержащегося в неограниченном объеме;

R – удельная газовая постоянная.

Коэффициент расхода φ представляет собой отношение действительного расхода воздуха к теоретическому, за который обычно принимается расход газа при изэнтропном процессе истечения при том же отношении давлений. Он учитывает изменение расхода вследствие принятых допущений и обычно определяется экспериментально. При определенном отношении давлений, называемом критическим,

$\left(\frac{p_{2кр}}{p_1} \right) = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$, расход достигает

$$\left(\frac{p_{2кр}}{p_1} \right) \approx 0,528.$$

максимального значения. При $k=1,4$ (для воздуха)

Процесс истечения газа из суживающихся сопел при отношении давлений, меньшем, чем критическое, называют докритическим и расход определяют по формуле (1.17). Если отношение давлений больше критического, то процесс называют критическим (или трансзвуковым) и расход определяют по формуле, кг/с:

$$\dot{m}_* = \frac{\varphi f_2 p_1 J}{\sqrt{RT_1}}, \quad (1.18)$$

где $J = f(k) = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$ – постоянная, зависящая от рода газа.

Для воздуха

$$\dot{m}_* = 0,0404 \varphi f_2 p_1 / \sqrt{T_1},$$

При использовании комбинированных сопел (типа сопло Лаваля) и отношении давлений больше критического получают сверхкритический режим истечения. Различают два вида течения: ламинарное (слои потока движутся равномерно, не смешиваясь) и турбулентное (частицы имеют как продольную, так и поперечную составляющие скорости, что приводит к перемешиванию потока). Переход от одного вида течения в канале к другому наступает при определенных условиях, характеризующихся критическим числом Рейнольдса $Re_{кр}=2320$. В общем случае число Рейнольдса находят по формуле

$$Re = \frac{2r_z w}{\nu} = \frac{2r_z w \rho}{\mu},$$

где w – средняя по сечению канала скорость течения;

r_z – гидравлический радиус, т. е. отношение площади поперечного сечения канала к его периметру.

Для круглого сечения

$$Re = w \rho d / \mu,$$

где d – диаметр канала.

Условно считают, что при $Re < Re_{кр}$ имеет место ламинарный вид течения, при $Re > Re_{кр}$ – турбулентный. Переходной вид течения в теории пневмоагрегатов обычно не рассматривают.

Порядок выполнения работы

Рассматривается пневматический привод с одной рабочей полостью (рисунок Б.1). Управление перемещением исполнительного органа (поршень-штока) и соединенной с ним инерционной нагрузки происходит путем наполнения/опорожнения рабочей полости через распределитель. Распределитель имеет две рабочие позиции. В первой позиции распределитель соединяет источник рабочей среды с рабочей полостью пневмоцилиндра, а во второй – рабочую полость пневмоцилиндра и дренажный коллектор. Первая позиция распределителя обеспечивает наполнение рабочей полости, а вторая – ее опорожнение.

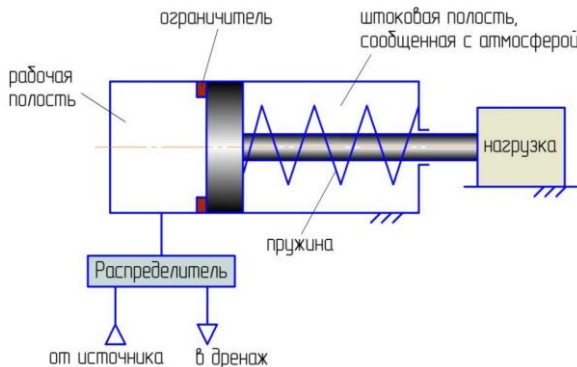


Рисунок Б.1 – Принципиальная схема пневматического привода

Требуется смоделировать процесс перемещения нагрузки привода при смене позиций распределителя и рассчитать переходные процессы:

- по перемещению исполнительного органа;
- по давлению рабочей среды в рабочей полости пневмоцилиндра.

Исходные данные:

Исходные данные приведены в таблице Б.1.

Таблица Б.1 – Исходные данные для моделирования

| Параметр | Единицы | Значение |
|--|----------------|------------------------|
| Рабочая среда | – | воздух |
| Абсолютное давление рабочей среды в источнике | МПа | 0,4 |
| Температура рабочей среды в источнике | К | 293 |
| Масса поршень-штока пневмоцилиндра и связанных с ним пружины и нагрузки | кг | 0,1 |
| Усилие, передаваемое на поршень-шток пневмоцилиндра пружиной, при нулевом перемещении первого | Н | 150 |
| Жесткость пружины | Н/м | 1160 |
| Коэффициент вязкого трения на подвижных элементах пневмоцилиндра | Н/(м/с) | 500 |
| Максимальное перемещение поршень-штока пневмоцилиндра | м | 0,3 |
| Площадь поршень-штока, на которую действует давление в рабочей полости | м ² | $19,635 \cdot 10^{-4}$ |
| Площадь поршень-штока, на которую действует давление окружающей среды | м ² | $19,635 \cdot 10^{-4}$ |
| Сила сухого трения на поршень-штоке при движении | Н | 50 |
| Сила сухого трения на поршень-штоке при страгивании | Н | 50 |
| Объем рабочей полости пневмоцилиндра при нулевом перемещении поршень-штока | м ³ | $5 \cdot 10^{-5}$ |
| Абсолютное давление окружающей среды | МПа | 0,1 |
| Абсолютное давление рабочей среды в дренажном коллекторе | МПа | 0,1 |
| Температура рабочей среды в дренажном коллекторе | К | 293 |
| Эквивалентный диаметр канала, соединяющего источник рабочей среды и рабочую полость пневмоцилиндра | м | $4 \cdot 10^{-3}$ |

| | | |
|---|---|-------------------|
| Эквивалентный диаметр канала, соединяющего рабочую полость пневмоцилиндра и дренажный коллектор | м | $8 \cdot 10^{-3}$ |
|---|---|-------------------|

Принятые допущения и расчетная схема

Примем следующие допущения:

- принимаем начальное абсолютное давление и температуру рабочей среды в рабочей полости пневмоцилиндра равными давлению и температуре в источнике;

- пренебрегаем процессами теплообмена между рабочей средой и стенками каналов и пневмоцилиндра;

- канал, соединяющий источник рабочей среды и рабочую полость пневмоцилиндра, моделируем постоянным дросселем;

- канал, соединяющий рабочую полость пневмоцилиндра и дренажный коллектор, моделируем постоянным дросселем;

- принимаем, что смена рабочей позиции распределителя происходит мгновенно вслед за подачей соответствующего управляющего сигнала;

- принимаем, что штоковая полость пневмоцилиндра сообщена с окружающей средой каналом большого сечения, т.е. значения параметров среды в этой полости можно считать равными значениям параметров окружающей среды.

С учетом принятых допущений разобьем моделируемую систему (пневмопривод с нагрузкой) на связанные подсистемы различной физической природы:

- механическая подсистема:

- механический элемент №1, имитирующий исполнительный орган пневмоцилиндра и связанную с ним нагрузку.

- гидродинамическая подсистема:

- дроссель №1, имитирующий канал, соединяющий рабочую полость пневмоцилиндра с источником рабочей среды;

- дроссель №2, имитирующий канал, соединяющий рабочую полость пневмоцилиндра с дренажным коллектором.

- термодинамическая подсистема:

- полость №1, имитирующая источник рабочей среды;

- полость №2, имитирующая рабочую полость пневмоцилиндра;

- полость №3, имитирующая штоковую полость пневмоцилиндра;

- полость №4, имитирующая дренажный коллектор

Расчетная схема для моделирования работы пневматического привода приведена на рисунке Б.2.

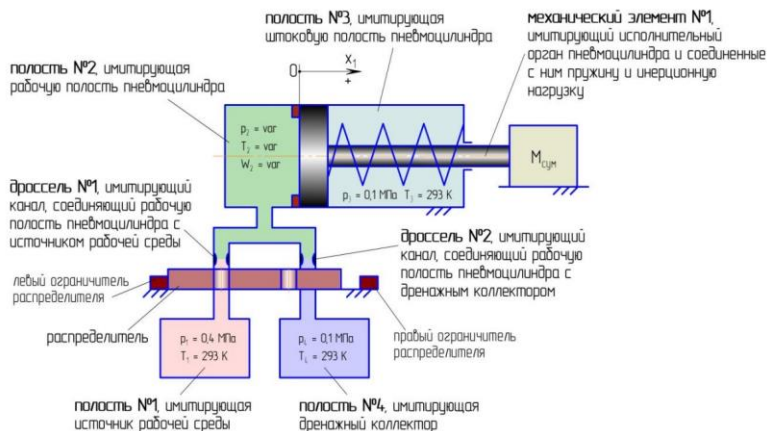


Рисунок Б.2 – Расчетная схема для моделирования работы пневматического привода

Формирование модели в SimInTech

Для моделирования отдельных объектов (указанных на рисунке Б.2) в SimInTech, в соответствии с принятыми допущениями и расчетной схемой, необходимо использовать блоки библиотеки «ГПС», указанные в таблице Б.2.

Таблица Б.2 – Моделируемые объекты и соответствующие блоки библиотеки «ГПС»

| Моделируемый объект (рисунок Б.2) | Блок библиотеки «ГПС» |
|-----------------------------------|---|
| механический элемент №1 | «Механический элемент поступательного движения» |
| дрессель №1 | «Пневматический турбулентный дроссель с регулированием по произвольному параметру» |
| дрессель №2 | «Пневматический турбулентный дроссель с регулированием по произвольному параметру» |
| полость №1 | «Полость с постоянными параметрами газа» |
| полость №2 | «Теплоизолированная полость переменного объема с итерационным характером расчета» или «Теплоизолированная полость переменного объема с прямым характером расчета» |
| полость №3 | «Полость с постоянными параметрами газа» |
| полость №4 | «Полость с постоянными параметрами газа» |

Для осуществления связей между блоками, моделирующими отдельные объекты, используются блоки «Размножитель механический» и «Размножитель полостной».

Управление распределителем смоделировано с помощью стандартных блоков SimInTech типа «Ключ» и «Константа».

Механический элемент №1 (рисунок Б.2) также можно смоделировать с использованием блоков библиотеки «Механика» (рисунок Б.3). В этом случае для осуществления связей между блоками библиотек «ГПС» и «Механика» необходимо использовать блок «Переходник из Механики в ГПС», входящий в библиотеку «ГПС».

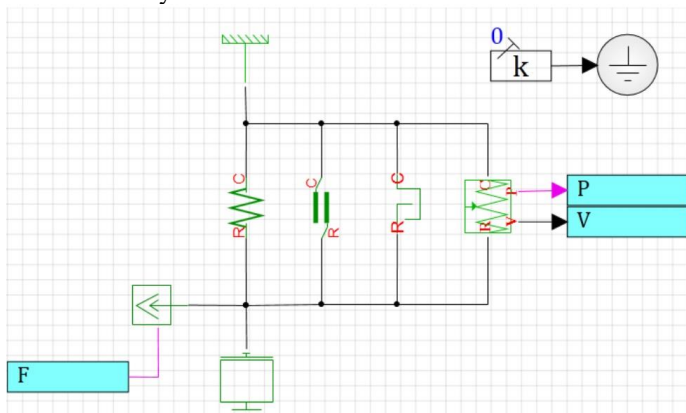


Рисунок Б.3 – Модель механического элемента №1, сформированная из блоков библиотеки «Механика»

Модель пневмопривода, сформированная в SimInTech из блоков библиотеки «ГПС», приведена на рисунке Б.4, а из блоков библиотек «ГПС» и «Механика» – на рисунке Б.5.

Для моделей установлены следующие параметры расчета:

- метод интегрирования: Адаптивный 1;
- минимальный шаг интегрирования: 10^{-7} ;
- максимальный шаг интегрирования: 10^{-3} ;
- конечное время расчета: $1 \cdot 10^5$;
- метод итерации петель: Ньютона-Рафсона;
- максимальное количество итераций: 100.

Значения свойств отдельных блоков модели приведены на рисунках

Б.6- Б.13

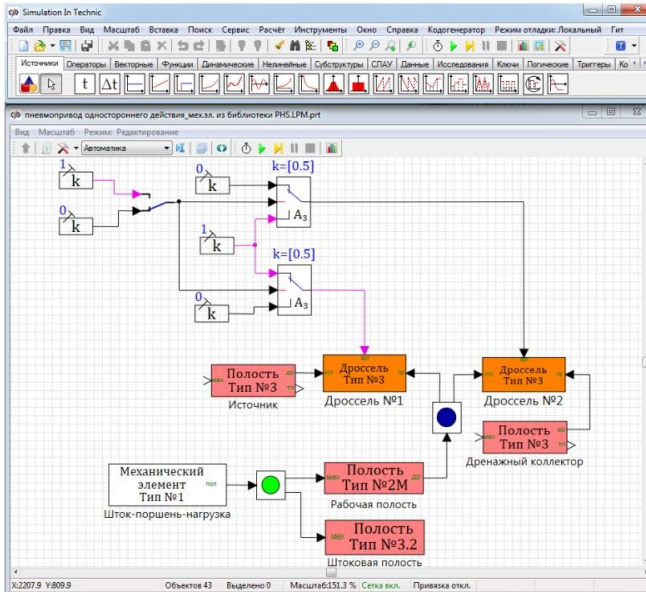


Рисунок Б.4 – Модель пневмопривода одностороннего действия, сформированная из блоков библиотеки «ГПС»

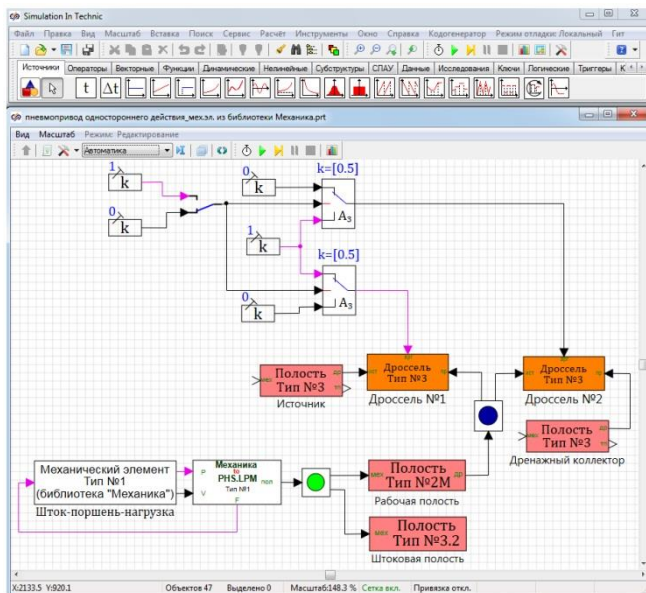


Рисунок Б.5 – Модель пневмопривода одностороннего действия, сформированная из блоков библиотек «ГПС» и «Механика»

| Название | Имя | Значение |
|--|------------|--------------------------------|
| Абсолютное давление рабочей среды в полости, Па | p_pol | 0.4e6 |
| Термодинамическая температура рабочей среды в полости, К | T_pol | 293 |
| Рабочая среда | fluid_type | воздух (газ) по Редлиху-Квонгу |

Рисунок Б.6 – Свойства блока, обозначенного как «Источник»

| Название | Имя | Значение |
|---|-----------|-------------------------|
| Количество полостей, связанных с рассматриваемым механическим элементом | N_pol | 2 |
| Масса механического элемента, кг | M_el | 0.1 |
| Усилие от позиционной нагрузки (от действия упругих элементов) при нулевом перемещении механического элемента, Н | Fupr_0 | 150 |
| Эквивалентная жесткость упругих элементов, Н/м | c_upr | 1160 |
| Коэффициент вязкого трения, Н/(м/с) | Kv_tr | 500 |
| Начальное перемещение механического элемента, м | X_0 | 0.3 |
| Начальная скорость механического элемента, м/с | V_0 | 0 |
| Минимально возможное перемещение механического элемента, м | X_min | 0 |
| Максимально возможное перемещение механического элемента, м | X_max | 0.3 |
| Вектор значений площадей механического элемента, на которые действуют давления в связанных полостях, м ² | S_p | [19.635e-4; -19.635e-4] |
| Сила сухого трения движения, Н | Ftr_dvizh | 100 |
| Сила сухого трения срабатывания, Н | Ftr_str | 100 |

Рисунок Б.7 – Свойства блока, обозначенного как «Шток-поршень-нагрузка»

| Название | Имя | Значение |
|--|------------|--------------------------------|
| Начальное абсолютное давление рабочей среды в полости, Па | p_0 | 0.4e6 |
| Начальная термодинамическая температура рабочей среды в полости, К | T_0 | 293 |
| Объем полости при нулевых перемещениях связанных с ней механических элементов, м ³ | W_x_0 | 0.00005 |
| Вектор начальных перемещений связанных механических элементов, м | X_0 | [0; 3] |
| Количество дросселей (квантов), связанных с полостью | N_dr | 2 |
| Количество механических элементов, связанных с рассматриваемой полостью | N_meh | 1 |
| Вектор значений площадей поверхностей механических элементов для осуществления объемной связи блоков "Полость_Тип ИЭ" и "Механический элемент", м ² | S_meh_W | [19.635e-4] |
| Вектор значений площадей поверхностей механических элементов для осуществления силовой связи блоков "Полость_Тип ИЭ" и "Механический элемент", м ² | S_meh_p | [19.635e-4] |
| Рабочая среда | fluid_type | воздух (газ) по Редлиху-Квонгу |

Рисунок Б.8 – Свойства блока, обозначенного как «Рабочая полость»

| Название | Имя | Значение |
|--|------------|--------------------------------|
| Абсолютное давление рабочей среды в полости, Па | p_pol | 0.1e6 |
| Термодинамическая температура рабочей среды в полости, К | T_pol | 293 |
| Рабочая среда | fluid_type | воздух (газ) по Редлиху-Квонгу |

Рисунок Б.9 – Свойства блока, обозначенного как «Штоковая полость»

| Название | Имя | Значение |
|--|------------|--------------------------------|
| Абсолютное давление рабочей среды в полости, Па | p_pol | 0.1e6 |
| Термодинамическая температура рабочей среды в полости, К | T_pol | 293 |
| Рабочая среда | fluid_type | воздух (газ) по Редлиху-Квонгу |

Рисунок Б.10 – Свойства блока, обозначенного как «Дренажный коллектор»

| Название | Имя | Значение |
|---|--------------|-----------------------------------|
| Коэффициент массового расхода дросселя при прямом токе рабочей среды | mu_dr_prijam | 1 |
| Коэффициент массового расхода дросселя при обратном токе рабочей среды | mu_dr_obr | 1 |
| Вектор значений аргумента (κ, м или t, сек или p, Па или др.) функции площади проходного сечения дросселя | argument | [0, 1e-10; 100] |
| Вектор значений площади проходного сечения дросселя, м ² | func | [0, pi*(4e-3)^2/4; pi*(4e-3)^2/4] |
| Рабочая среда | gas_type | воздух по Редлиху-Квонгу |

Рисунок Б.11 – Свойства блока, обозначенного как «Дроссель №1»

| Название | Имя | Значение |
|---|--------------|-----------------------------------|
| Коэффициент массового расхода дросселя при прямом токе рабочей среды | mu_dr_prijam | 1 |
| Коэффициент массового расхода дросселя при обратном токе рабочей среды | mu_dr_obr | 1 |
| Вектор значений аргумента (κ, м или t, сек или p, Па или др.) функции площади проходного сечения дросселя | argument | [0, 1e-10; 100] |
| Вектор значений площади проходного сечения дросселя, м ² | func | [0, pi*(8e-3)^2/4; pi*(8e-3)^2/4] |
| Рабочая среда | gas_type | воздух по Редлиху-Квонгу |

Рисунок Б.12 – Свойства блока, обозначенного как «Дроссель №2»

| Название | Имя | Значение |
|---|-------|-------------------------|
| Количество полостей, связанных с механическим элементом | N_pol | 2 |
| Вектор значений площадей механического элемента, на которые действуют давления в связанных полостях, м ² | S_p | [19.635e-4; -19.635e-4] |

Рисунок Б.13 – Свойства блока «Переходник из Механики в ГПС»

Содержание отчета и его форма

Отчет по работе выполняется каждым студентом самостоятельно и должен включать в себя следующие материалы:

– Расчетную схему для моделирования работы пневматического привода;

– Результаты моделирования в SimInTech при смене позиций распределителя привести в виде графиков (переходный процесс по перемещению исполнительного органа, переходный процесс по абсолютному давлению рабочей среды в рабочей полости пневмоцилиндра);

– дату выполнения и подпись студента.

Отчет оформляется в тетради для практических работ по дисциплине «Гидравлические и пневматические системы пищевых производств» или в виде отдельного документа, выполненного на листах формата А4.

Контрольные вопросы и защита работы

Для оценки уровня усвоения материала лабораторной работы рекомендуется следующий перечень контрольных вопросов:

- 1) Из каких элементов состоит пневмоагрегат?
- 2) Какие основные термодинамические параметры характеризуют состояние воздуха?
- 3) Каким законам идеального газа подчиняется воздух для пневмосистем?

4) Какую последовательность действий необходимо выполнить для составления цифровой модели пневматической системы в программном комплексе SimInTech;

5) С учетом каких допущений производили моделирование системы (пневмопривод с нагрузкой) на связанные подсистемы различной физической природы;

6) Какие библиотеки и основные блоки использовали для моделирования отдельных объектов в SimInTech;

Защита работы производится индивидуально каждым студентом только при наличии отчета, оформленного в соответствие с вышеприведенными требованиями.

Практическое занятие №5 (6 часов)

Моделирование работы однопоршневого компрессора

Теоретическое обоснование

По физическому принципу действия различают компрессоры объемного и динамического типов. Классификация компрессоров по конструктивному исполнению гораздо шире (рис. 2.1).



В объемных компрессорах, работающих по принципу вытеснения, воздух замыкают в рабочей камере и затем уменьшают ее объем, после чего рабочая камера соединяется с отводящим (нагнетательным) трубопроводом.

В динамических компрессорах воздух поступает на рабочий орган, сообщаящий ему кинетическую энергию, которая на выходе компрессора преобразуется в потенциальную.

Для получения высоких давлений при небольшой производительности используют компрессоры объемного типа (исключая компрессоры Рутса), а для получения больших расходов при относительно малом давлении — компрессоры динамического типа

Объемные компрессоры

Наиболее широкое применение находят поршневые компрессоры. Существует множество типов поршневых компрессоров. Они бывают простого и двойного действия, одноступенчатые и многоступенчатые, одноцилиндровые и многоцилиндровые, с воздушным и водяным охлаждением.

Основными деталями поршневого компрессора простого действия (рис. 2.2) являются: цилиндр 2 с нагнетательным 7 и всасывающим 1 клапанами в крышке 6; поршень 3; кривошипно-шатунный механизм 5, преобразующий вращательное движение приводного вала 4 в возвратно-поступательное движение поршня.

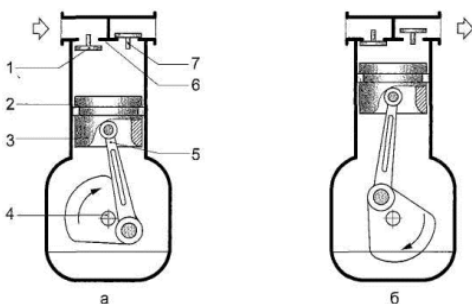


Рисунок 2.2 – Поршневой компрессор простого действия: а) обратный ход; б) прямой ход;

1 – всасывающий клапан; 2 – цилиндр; 3 – поршень; 4 – приводной вал; 5 – кривошипношатунный механизм; 6 – клапанная крышка; 7 – нагнетательный клапан

При движении поршня к нижней «мертвой точке» (обратный ход — рис. 3.3, а) рабочая камера компрессора, образованная замкнутым объемом между поршнем 3 и крышкой 6 цилиндра, увеличивается и в ней создается вакуум. Под действием атмосферного давления открывается всасывающий клапан 1, через который в цилиндр поступает воздух. В это время нагнетательный клапан 7 удерживается в закрытом положении под действием вакуума в рабочей камере и высокого давления в нагнетательном трубопроводе. После достижения поршнем 3 крайнего положения начинается процесс его движения к верхней «мертвой точке» (прямой ход— рис. 3.3, б). Объем рабочей камеры начинает уменьшаться, давление в ней возрастает, и всасывающий клапан закрывается. Нагнетательный клапан открывается тогда, когда давление в цилиндре превысит давление в линии нагнетания. Полный цикл такого компрессора совершается за два хода поршня — обратный и прямой, т. е. за один оборот приводного вала.

Для увеличения производительности иногда применяют поршневые компрессоры двойного действия (рис. 2.3).

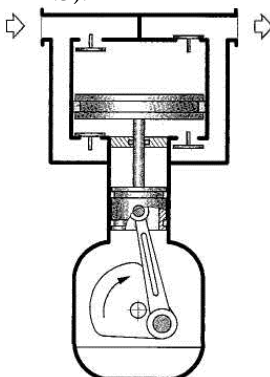


Рисунок 2.3 – Поршневой компрессор двойного действия

Компрессор, выполненный по такой конструктивной схеме, имеет две рабочие камеры при одном поршне, а всасывающие и нагнетательные клапаны установлены в обеих крышках. При ходе поршня вниз в верхней рабочей камере происходит процесс всасывания, а в нижней — процесс нагнетания. При движении поршня вверх сжатый воздух подается в напорную линию из верхней рабочей камеры, в то время как процесс всасывания осуществляется в нижней. Производительность компрессора двойного действия практически в два раза выше производительности компрессора традиционной конструкции при одинаковых объемах рабочих камер.

Одноступенчатые компрессоры позволяют получить сжатый воздух с избыточным давлением до 1,3 МПа (13 бар), а развиваемая ими производительность достигает 20 тыс. м³/час.

Для достижения более высоких значений давления сжатого воздуха (до 100 МПа) используют поршневые компрессоры многоступенчатого исполнения (рис. 2.4).

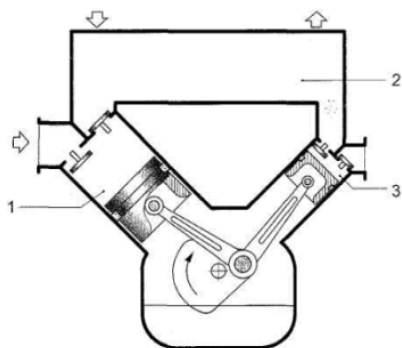


Рисунок 2.4 – Двухступенчатый поршневой компрессор простого действия:
1 – первая ступень; 2 – охладитель; 3 – вторая ступень

Всасываемый воздух предварительно сжимается в первой ступени 1, проходит промежуточное охлаждение, а затем подвергается сжатию во второй ступени 3. Увеличение степени сжатия воздуха обеспечивается тем, что объем рабочей камеры второй ступени меньше, чем первой. Необходимость охлаждения сжатого воздуха возникает в связи с интенсивным нагревом воздуха в процессе сжатия (в соответствии с законом Гей-Люссака), особенно если степень сжатия значительна. Чтобы избежать этого, в конструкцию компрессора вводят охладитель 2.

Поршневые компрессоры подают воздух в нагнетательный трубопровод неравномерно, отдельными порциями. Степень неравномерности увеличивается еще и вследствие того, что скорость движения поршня не постоянна, а изменяется по синусоидальному закону. Для сглаживания неравномерности

подачи воздуха, а следовательно, и пульсаций давления в линии нагнетания применяют многопоршневые компрессоры, ходы поршней которых сдвинуты по фазе.

Все рассмотренные конструкции имеют один существенный недостаток: в картер поршневых компрессоров заливают масло, предназначенное для смазки трущихся поверхностей. Высокие температуры в поршневом пространстве компрессоров и на начальном участке линии питания приводят к парообразованию и к частичному термическому разложению масла. В результате часть масла окисляется и в виде нагара и лакообразной пленки осаждается на внутренних полостях компрессоров и трубопроводов, а легкие фракции, в виде паров и мелкодисперсной фазы, уносятся воздухом в систему.

Сжатый воздух, не содержащий паров масла, можно получить без применения маслоудерживающих фильтров при помощи мембранного компрессора (рис. 2.5).

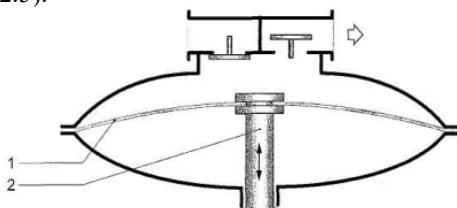


Рисунок 2.5 – Мембранный компрессор: 1 – гибкая мембрана; 2 – шток

В мембранном компрессоре процесс получения сжатого воздуха происходит в принципе так же, как и в поршневом, той лишь разницей, что в нем подвижной поршень заменен жестко закрепленной гибкой мембраной 1. Замкнутый объем изменяется за счет деформации мембраны при возвратно-поступательном движении штока 2.

Давление воздуха в мембранных компрессорах ограничено прочностными характеристиками мембраны и не превышает 0,3 МПа.

Основной недостаток мембранных компрессоров — необходимость периодической смены мембраны по причине выхода ее из строя.

Ротационные компрессоры, как и поршневые, работают с принудительным выталкиванием сжатого воздуха, однако в их конструкции отсутствуют клапаны и кривошипно-шатунный механизм. На рис. 2.6 изображен ротационный пластинчатый компрессор.

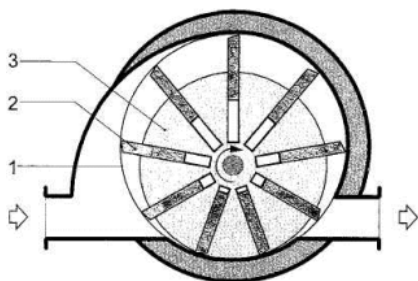


Рисунок 2.6 – Пластинчатый (шиберный) компрессор:
1 – цилиндрический статор (корпус); 2 – пластина; 3 – ротор

В машинах такого типа вследствие эксцентричного расположения ротора 3 в цилиндрическом статоре 1 между ними образуется серповидная полость. В радиальных пазах ротора 3 размещены подвижные пластины 2, которые под действием центробежной силы при вращении ротора выдвигаются из пазов и плотно прижимаются к внутренней цилиндрической поверхности статора 1 (часто применяют еще и дополнительный принудительный поджим пластин при помощи пружин либо путем подведения к торцам пластин сжатого воздуха от линии нагнетания). Вращающиеся пластины делят пространство между ротором и статором на рабочие камеры, объем которых меняется по мере вращения ротора. За один оборот ротора объем рабочих камер вначале увеличивается (при этом пластины выдвигаются из пазов), а затем уменьшается (при этом пластины задвигаются в пазы). В том месте, где при вращении ротора объем рабочих камер увеличивается, расположен входной патрубок, а на участке, где их объем уменьшается, — выходной. Степень сжатия, а следовательно, и значение давления на выходе пластинчатого компрессора (до 0,8 МПа) значительно меньше, чем у поршневого, но его конструктивное исполнение гораздо проще.

Основные элементы конструкции винтового компрессора — два находящиеся в зацеплении винта (рис. 3.8) ведущий 1 и ведомый 2. При вращении винтов их винтовые линии, взаимно замыкаясь, отсекают некоторый объем воздуха в камере всасывания, перемещают его вдоль оси винтов и в конечном итоге вытесняют в камеру нагнетания. Воздух через компрессор двигается поступательно и плавно, без завихрения, как гайка по резьбе при вращении винта.

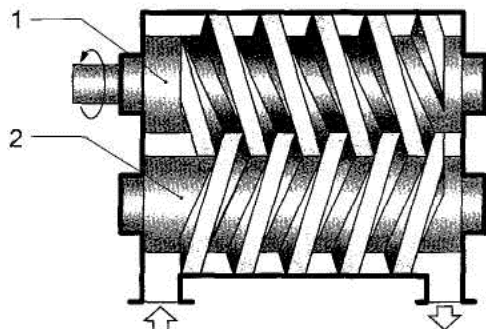


Рисунок 2.7 – Винтовой компрессор:
1 – ведущий винт; 2 – ведомый винт

Процесс перемещения воздуха происходит по всей длине винтов непрерывно, и при постоянной частоте вращения вала компрессора обеспечивается равномерная, без пульсаций, подача. Недосток винтовых компрессоров — довольно сложная технология изготовления винтов; преимущество — равномерность подачи воздуха, а следовательно, отсутствие колебаний уровня давления в линии нагнетания. Винтовые компрессоры обеспечивают давление сжатого воздуха до 2,5 МПа, а расход воздуха в них достигает 30 тыс. м³/час.

На рис. 2.8 изображен компрессор Рутса, также относящийся к ротационным компрессорам.

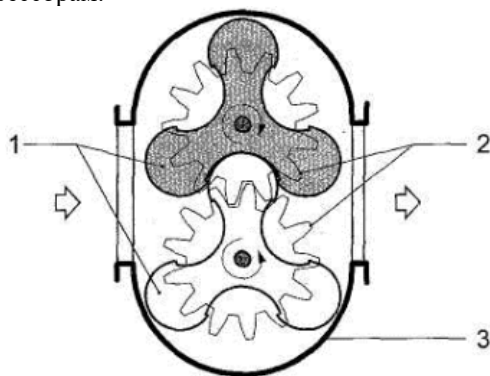


Рисунок 2.8 – Компрессор Рутса:
1 – вытеснитель; 2 – синхронизирующие шестерни; 3 – корпус

Рабочими органами такого компрессора служат два синхронно вращающихся специально спрофилированных вытеснителя 1. Воздух, попадая в рабочие камеры, образованные между вытеснителями и корпусом 3, переносится из зоны всасывания в зону нагнетания. Рабочие органы не находятся в зацеплении друг с другом, а синхронизация их вращения осуществляется

шестернями 2, расположенными в специальном отделении корпуса и находящимися в зацеплении между собой. Между самими вытеснителями, а также между вытеснителями и корпусом имеются гарантированные зазоры, и эта особенность конструкции обуславливает относительно небольшие значения выходного давления. Практическое отсутствие трущихся поверхностей в рабочей камере обеспечивает возможность достижения большой производительности благодаря высокой частоте вращения роторов.

Динамические компрессоры

В центробежных компрессорах (турбокомпрессорах) основным элементом конструкции служат расположенное в спиральном отводе 2 рабочее колесо 1, представляющее собой диск со специально спрофилированными лопатками (рис. 3.10).

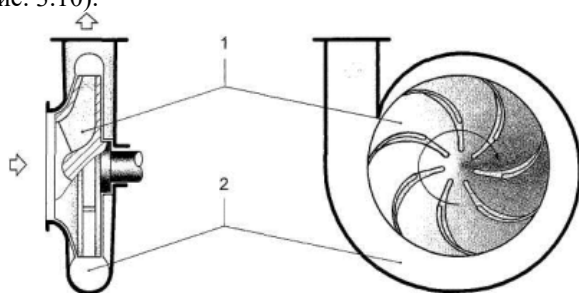


Рисунок - Центробежный компрессор
1 – рабочее колесо; 2 - корпус

Всасываемый воздух поступает в осевом направлении к центру колеса. При вращении ротора лопатки раскручивают воздух и одновременно вовлекают его в относительное движение по образованным ими каналам. Под действием центробежной силы воздух движется от центра колеса к периферии. Таким образом, потоку воздуха сообщается кинетическая энергия, которая при протекании его по специально спрофилированным направляющим и отводящим устройствам преобразуется в энергию давления. Как правило, центробежные компрессоры изготавливают многоступенчатыми, т. е. с несколькими рабочими колесами, устанавливаемыми на одном валу. Требуемая степень сжатия воздуха обеспечивается его последовательной подачей с выхода одного колеса на вход другого. Основное преимущество компрессоров этого типа — большая производительность (до 400 тыс. м³/ч).

Это же преимущество характерно и для осевых компрессоров (рис. 3.11).

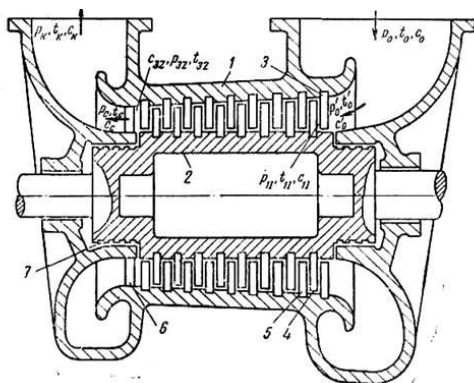


Рисунок - Осевой компрессор

1 – корпус; 2 – ротор; 3 – входные направляющие лопатки; 4 – рабочие лопатки; 5 – направляющие лопатки; 6 – спрямляющий аппарат; 7 - уплотнение

Поток воздуха в них имеет осевое направление. Основным конструктивным элементом — вращающийся ротор 2, на поверхности которого укреплены рабочие лопатки 4. Осевые компрессоры развивают давление воздуха до 0,4 МПа, а их производительность достигает значений более 50 тыс. м³/ч.

Производство сжатого воздуха сопровождается значительным потреблением электроэнергии. Например, при получении 10 м³ сжатого воздуха под давлением 0,6 МПа с использованием поршневого компрессора затраты электроэнергии составляют 0,76 — 0,98 кВт·ч, а с использованием турбокомпрессора — 0,82 — 1,77 кВт·ч. При этом чем выше производительность компрессора, тем ниже затраты электроэнергии на каждый 1 м³ сжатого воздуха. Следовательно, стоимость производства сжатого воздуха зависит от типа компрессора и от его производительности. Несложный расчет показывает, что сжатый воздух необходимо расходовать экономно и не допускать бесполезных утечек через неплотности в пневматических агрегатах и особенно в трубопроводах.

Порядок выполнения работы

Рассматривается закачка атмосферного воздуха в теплоизолированную полость постоянного объема через однопоршневой компрессор (рисунок В.1). Считается, что компрессор снабжен теплообменным аппаратом, обеспечивающим постоянную температуру воздуха в рабочей полости компрессора.

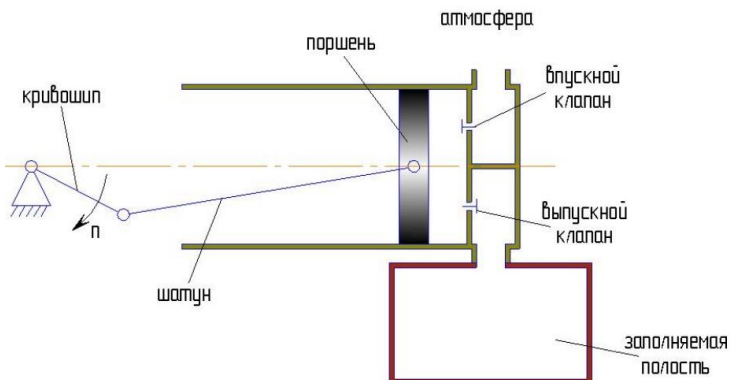


Рисунок В.1 – Принципиальная схема однопоршневого компрессора

Требуется смоделировать процесс закачки воздуха и рассчитать переходные процессы:

- по перемещению поршня компрессора;
- по абсолютному давлению рабочей среды в заполняемой полости;
- по абсолютному давлению рабочей среды в полости компрессора.

Исходные данные:

Исходные данные приведены в таблице В.1.

| Параметр | Единицы | Значение |
|---|----------------|---------------------|
| Рабочая среда | – | воздух |
| Абсолютное давление атмосферного воздуха | МПа | 0,1 |
| Температура атмосферного воздуха | К | 293 |
| Частота вращения кривошипа | об/мин | 120 |
| Длина кривошипа | м | 0,2 |
| Длина шатуна | м | 0,6 |
| Начальное абсолютное давление рабочей среды в полости компрессора | МПа | 0,1 |
| Начальная температура рабочей среды в полости компрессора | К | 293 |
| Объем рабочей полости компрессора | м ³ | 0,012566 |
| Площадь торцевой поверхности поршня | м ² | 0,031416 |
| Масса впускного клапана и связанных с ним деталей | кг | 0,005 |
| Усилие, передаваемое на впускной клапан пружиной, при нулевом перемещении первого | Н | 0,01 |
| Жесткость пружины впускного клапана | Н/м | 5 |
| Максимальное перемещение впускного клапана | м | $0,1 \cdot 10^{-3}$ |

| | | |
|---|----------------|------------------------|
| Коэффициент расхода затвора впускного клапана | – | 0,82 |
| Критическое значение перемещения впускного клапана | м | $1,25 \cdot 10^{-3}$ |
| Диаметр отверстия в седле впускного клапана | м | $50 \cdot 10^{-3}$ |
| Площадь поверхности впускного клапана, на которую действует давление в рабочей полости компрессора | м ² | $1,9635 \cdot 10^{-3}$ |
| Площадь поверхности впускного клапана, на которую действует давление атмосферного воздуха | м ² | $1,9635 \cdot 10^{-3}$ |
| Масса впускного клапана и связанных с ним деталей | кг | 0,005 |
| Усилие, передаваемое на выпускной клапан пружиной, при нулевом перемещении первого | Н | 0,01 |
| Жесткость пружины выпускного клапана | Н/м | 5 |
| Максимальное перемещение выпускного клапана | м | $0,1 \cdot 10^{-3}$ |
| Коэффициент расхода затвора выпускного клапана | – | 0,82 |
| Критическое значение перемещения выпускного клапана | м | $1,25 \cdot 10^{-3}$ |
| Диаметр отверстия в седле выпускного клапана | м | $50 \cdot 10^{-3}$ |
| Площадь поверхности выпускного клапана, на которую действует давление в рабочей полости компрессора | м ² | $1,9635 \cdot 10^{-3}$ |
| Площадь поверхности выпускного клапана, на которую действует давление в заполняемой полости | м ² | $1,9635 \cdot 10^{-3}$ |
| Начальное абсолютное давление рабочей среды в заполняемой полости | МПа | 0,1 |
| Начальная температура рабочей среды в полости | К | 293 |
| Объем заполняемой полости | м ³ | $2 \cdot 10^{-3}$ |
| Температура рабочей среды в полости компрессора, которую должен обеспечивать теплообменный аппарат | К | 293 |

Принятые допущения и расчетная схема. Примем следующие допущения:

– пренебрегаем влиянием работы, совершаемой клапанами над рабочей средой, и работы, совершаемой рабочей средой над клапанами, на пара-

метры рабочей среды в соответствующих полостях; – пренебрегаем утечками и перетечками рабочей среды в компрессоре;

– принимаем, что приводной двигатель (на рисунке В.1 отсутствует) обеспечивает требуемую частоту вращения кривошипа при любой нагрузке на поршне компрессора;

– пренебрегаем гидравлическим сопротивлением участка от входа в компрессор до входа в затвор впускного клапана, а также участка от затвора выпускного клапана до выхода из компрессора. С учетом принятых допущений разобьем моделируемую систему (атмосфера-компрессор-заполняемая полость) на связанные подсистемы различной физической природы:

– механическая подсистема:

- механический элемент №1, имитирующий кривошипно-ползунный механизм (кривошип-шатун-поршень) компрессора;
- механический элемент №2, имитирующий впускной клапан компрессора и связанные с ним детали;
- механический элемент №3, имитирующий выпускной клапан компрессора и связанные с ним детали.

– гидродинамическая подсистема:

- дроссель №1 имитирующий затвор впускного клапана;
- дроссель №2, имитирующий затвор выпускного клапана.

– термодинамическая подсистема:

- полость №1, имитирующая атмосферу, как источник воздуха;
- полость №2, имитирующая полость компрессора;
- полость №3, имитирующая заполняемую полость.

Расчетная схема для моделирования работы компрессора по заполнению полости атмосферным воздухом приведена на рисунке В.2.

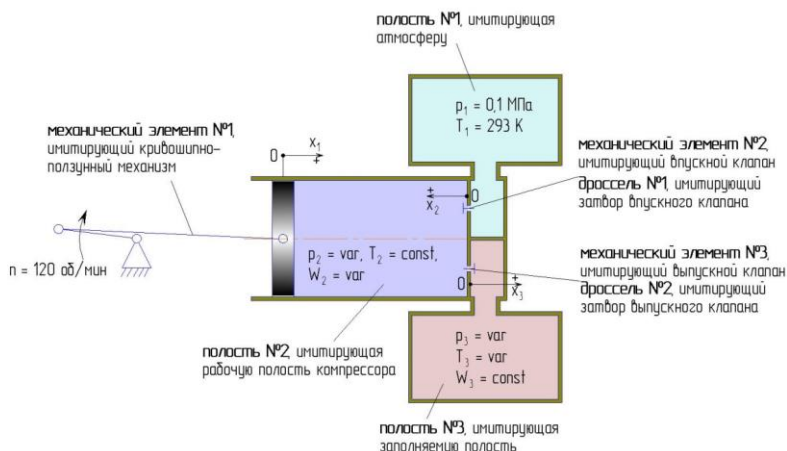


Рисунок В.2 – Расчетная схема для моделирования работы компрессора по заполнению полости атмосферным воздухом

Формирование модели в SimInTech Для моделирования отдельных объектов (указанных на рисунке В.2) в SimInTech, в соответствии с принятыми допущениями и расчетной схемой, необходимо использовать блоки библиотеки «ГПС», указанные в таблице В.2. Таблица

В.2 – Моделируемые объекты и соответствующие блоки библиотеки «ГПС»

| Моделируемый объект (рисунок В.2) | Блок библиотеки «ГПС» |
|-----------------------------------|--|
| механический элемент №1 | «Кривошипно-ползунный механизм с постоянной скоростью вращения кривошипа» |
| механический элемент №2 | «Механический элемент поступательного движения» |
| механический элемент №3 | «Механический элемент поступательного движения» |
| дроссель №1 | «Пневматический турбулентный дроссель с пропорциональным регулированием и насыщением» |
| дроссель №2 | «Пневматический турбулентный дроссель с пропорциональным регулированием и насыщением» |
| полость №1 | «Полость с постоянными параметрами газа» |
| полость №2 | «Теплоизолированная полость переменного объема с итерационным характером расчета» или «Теплоизолированная полость переменного объема с прямым характером расчета» |
| полость №3 | |

Для осуществления связей между блоками, моделирующими отдельные объекты, используются блоки «Размножитель механический», «Концентратор механический» и «Размножитель полостной».

Для моделирования теплообменного аппарата, обеспечивающего постоянную температуру воздуха в рабочей полости компрессора, используется блок «Регулятор температуры среды в полости».

Модель компрессора, заполняющего полость атмосферным воздухом, сформированная в SimInTech из блоков библиотеки «ГПС», приведена на рисунке В.3.

Для модели установлены следующие параметры расчета:

- метод интегрирования: Адаптивный 1;
- минимальный шаг интегрирования: 10^{-8} ;
- максимальный шаг интегрирования: 10^{-3} ;
- конечное время расчета: 2 с;

- метод итерации петель: Ньютона-Рафсона;
- максимальное количество итераций: 100.

Значения свойств отдельных блоков модели приведены на рисунках В.4- В.12.

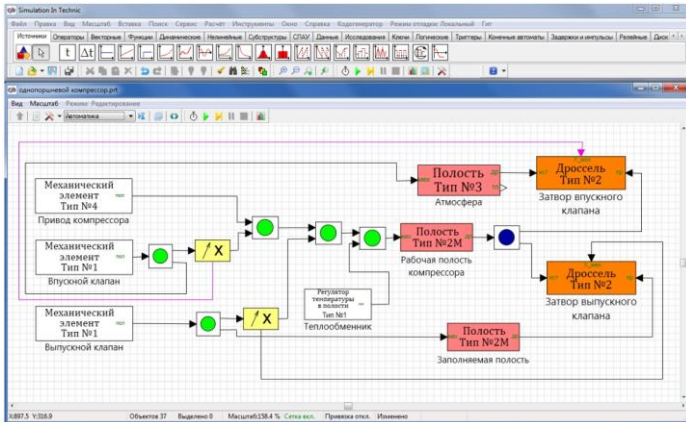


Рисунок В.3 – Модель компрессора, заполняющего полость атмосферным воздухом, сформированная из блоков библиотеки «ГПС»

| Название | Имя | Значение |
|----------------------------------|-------|----------|
| Частота вращения кривошипа, об/с | n_ksh | 120/60 |
| Длина кривошипа, м | L_ksh | 0.2 |
| Длина шатуна, м | L_sh | 0.6 |

Рисунок В.4 – Свойства блока, обозначенного как «Привод компрессора»

| Название | Имя | Значение |
|---|----------|-------------------------|
| Количество полостей, связанных с рассматриваемым механическим элементом | N_pol | 2 |
| Масса механического элемента, кг | M_el | 0.005 |
| Усилие от позиционной нагрузки (от действия упругих элементов) при нулевом перемещении механического элемента, Н | F_upr_0 | 0.01 |
| Эквивалентная жесткость упругих элементов, Н/м | c_upr | 5 |
| Коэффициент вязкого трения, Н/(м/с) | Kv_tr | 0 |
| Начальное перемещение механического элемента, м | X_0 | 0 |
| Начальная скорость механического элемента, м/с | V_0 | 0 |
| Минимально возможное перемещение механического элемента, м | X_min | 0 |
| Максимально возможное перемещение механического элемента, м | X_max | 0.1e-3 |
| Вектор значений площадей механического элемента, на которые действуют давления в связанных полостях, м ² | S_p | [-1.9635e-3; 1.9635e-3] |
| Сила сухого трения движения, Н | Ft_divzh | 0 |
| Сила сухого трения страгивания, Н | Ft_str | 0 |

Рисунок В.5 – Свойства блока, обозначенного как «Впускной клапан»

| Название | Имя | Значение |
|---|----------|-------------------------|
| Количество полостей, связанных с рассматриваемым механическим элементом | N_pol | 2 |
| Масса механического элемента, кг | M_el | 0.005 |
| Усилие от позиционной нагрузки (от действия упругих элементов) при нулевом перемещении механического элемента, Н | F_upr_0 | 0.01 |
| Эквивалентная жесткость упругих элементов, Н/м | c_upr | 5 |
| Коэффициент вязкого трения, Н/(м/с) | Kv_tr | 0 |
| Начальное перемещение механического элемента, м | X_0 | 0.1e-3 |
| Начальная скорость механического элемента, м/с | V_0 | 0 |
| Минимально возможное перемещение механического элемента, м | X_min | 0 |
| Максимально возможное перемещение механического элемента, м | X_max | 0.1e-3 |
| Вектор значений площадей механического элемента, на которые действуют давления в связанных полостях, м ² | S_p | [1.9635e-3; -1.9635e-3] |
| Сила сухого трения движения, Н | Ft_divzh | 0 |
| Сила сухого трения страгивания, Н | Ft_str | 0 |

Рисунок В.6 – Свойства блока, обозначенного как «Выпускной клапан»

| Название | Имя | Значение |
|--|--------|----------|
| Температура, поддерживаемая в полости, К | T_treb | 293 |
| Коэффициент усиления регулятора | K_us_p | 10 |

Рисунок В.7 – Свойства блока, обозначенного как «Теплообменник»

| Название | Имя | Значение |
|---|------------|--------------------------------|
| Начальное абсолютное давление рабочей среды в полости, Па | p_0 | 0.1e6 |
| Начальная термодинамическая температура рабочей среды в полости, К | T_0 | 293 |
| Объем полости при нулевых перепадах связанных с ней механических элементов, м ³ | W_x_0 | 0.012566*1e-5 |
| Вектор начальных переначений связанных механических элементов, n | X_0 | [0] |
| Количество дросселей (каналов), связанных с полостью | N_d | 2 |
| Количество механических элементов, связанных с расширившейся полостью | N_meh | 4 |
| Вектор значений площадей поверхностей механических элементов для осуществления объемной связи блоков "Полость. Тип N2" и "Механический элемент", м ² | S_meh_W | [-0.031416;0.0;1] |
| Вектор значений площадей поверхностей механических элементов для осуществления силовой связи блоков "Полость. Тип N2" и "Механический элемент", м ² | S_meh_p | [-0.031416;0.0;1] |
| Рабочая среда | fluid_type | воздух (газ) по Редлиху-Квонгу |

Рисунок В.8 – Свойства блока, обозначенного как «Рабочая полость компрессора»

| Название | Имя | Значение |
|---|------------|--------------------------------|
| Начальное абсолютное давление рабочей среды в полости, Па | p_0 | 0.1e6 |
| Начальная термодинамическая температура рабочей среды в полости, К | T_0 | 293 |
| Объем полости при нулевых перепадах связанных с ней механических элементов, м ³ | W_x_0 | 0.002 |
| Вектор начальных переначений связанных механических элементов, n | X_0 | [0] |
| Количество дросселей (каналов), связанных с полостью | N_d | 1 |
| Количество механических элементов, связанных с расширившейся полостью | N_meh | 1 |
| Вектор значений площадей поверхностей механических элементов для осуществления объемной связи блоков "Полость. Тип N2" и "Механический элемент", м ² | S_meh_W | [0] |
| Вектор значений площадей поверхностей механических элементов для осуществления силовой связи блоков "Полость. Тип N2" и "Механический элемент", м ² | S_meh_p | [0] |
| Рабочая среда | fluid_type | воздух (газ) по Редлиху-Квонгу |

Рисунок В.9 – Свойства блока, обозначенного как «Заполняемая полость»

| Название | Имя | Значение |
|--|------------|--------------------------------|
| Абсолютное давление рабочей среды в полости, Па | p_pol | 0.1e6 |
| Термодинамическая температура рабочей среды в полости, К | T_pol | 293 |
| Рабочая среда | fluid_type | воздух (газ) по Редлиху-Квонгу |

Рисунок В.10 – Свойства блока, обозначенного как «Атмосфера»

| Название | Имя | Значение |
|---|------------|--------------------------|
| Коэффициент массового расхода дросселя при прямом токе рабочей среды | mu_df_pjra | 0.82 |
| Коэффициент массового расхода дросселя при обратном токе рабочей среды | mu_df_obr | 0.82 |
| Определяющий диаметр дросселя, м | d_x | 50e-3 |
| Критическое значение перепада регулирующего элемента, н | X_cr | 1.25e-3 |
| Положение регулирующего элемента относительно закрытого состояния дросселя при нулевом перепадении связанного механического элемента, н | X_nach | 0 |
| Рабочая среда | gas_type | воздух по Редлиху-Квонгу |

Рисунок В.11 – Свойства блока, обозначенного как «Затвор впускного клапана»

| Название | Имя | Значение |
|---|------------|--------------------------|
| Коэффициент массового расхода дросселя при прямом токе рабочей среды | mu_df_pjra | 0.82 |
| Коэффициент массового расхода дросселя при обратном токе рабочей среды | mu_df_obr | 0.82 |
| Определяющий диаметр дросселя, м | d_x | 50e-3 |
| Критическое значение перепада регулирующего элемента, н | X_cr | 1.25e-3 |
| Положение регулирующего элемента относительно закрытого состояния дросселя при нулевом перепадении связанного механического элемента, н | X_nach | 0 |
| Рабочая среда | gas_type | воздух по Редлиху-Квонгу |

Рисунок В.12 – Свойства блока, обозначенного как «Затвор выпускного клапана»

Содержание отчета и его форма

Отчет по работе выполняется каждым студентом самостоятельно и должен включать в себя следующие материалы:

- Расчетную схему для моделирования работы пневматического привода;
- Результаты моделирования в SimInTech при смене позиций распределителя привести в виде графиков (переходный процесс по перемещению исполнительного органа, переходный процесс по абсолютному давлению рабочей среды в рабочей полости пневмоцилиндра);

– дату выполнения и подпись студента.

Отчет оформляется в тетради для практических работ по дисциплине «Гидравлические и пневматические системы пищевых производств» или в виде отдельного документа, выполненного на листах формата А4.

Контрольные вопросы и защита работы

1. В чем принципиальное отличие компрессоров объемного и динамического действия?
2. В каком из компрессоров (поршневом или мембранном) можно получить наибольший изпазд давлений?
3. Какие основные элементы поршневого компрессора?
4. В чем заключается преимущество центробежного компрессора по сравнению с поршневым?
5. Преимущества и недостатки пластинчатого компрессора?
6. Преимущества и недостатки винтового компрессора?
7. Какие способы регулирования производительности поршневых компрессоров, работающих на пневмосеть?

Библиографический список

1. Шейпак, А. А. Гидравлика и гидропневмопривод. Основы механики жидкости и газа : учебник / А.А. Шейпак. — 6-е изд., испр. и доп. — Москва : ИНФРА-М, 2022. — 272 с. — (Высшее образование: Бакалавриат). - ISBN 978-5-16-011848-2. - Текст : электронный. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/1758026>
2. Лепешкин, А. В. Гидравлика и гидропневмопривод. Гидравлические машины и гидропневмопривод : учебник / А.В. Лепешкин, А.А. Михайлин, А.А. Шейпак. — 6-е изд., перераб. и доп. — Москва : ИНФРА-М, 2022. — 446 с. — (Высшее образование: Бакалавриат). — DOI 10.12737/21024. - ISBN 978-5-16-011954-0. - Текст : электронный. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/1843091>
3. Старчик, Ю. Ю. Гидропневмопривод. Теория и практика : учебное пособие / Ю. Ю. Старчик, А. В. Картыгин. - Москва ; Вологда : Инфра-Инженерия, 2022. - 196 с. - ISBN 978-5-9729-1020-5. - Текст : электронный. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/1902760>
4. Сидоренко, В. С. Гидромеханические системы стационарных и мобильных технологических машин : учеб. пособие / В.С. Сидоренко, М.С. Полешкин, В.И. Антоненко [и др.]. — Москва : ИНФРА-М, 2019. — 281 с. — (Высшее образование: Бакалавриат). — www.dx.doi.org/10.12737/textbook_5caae22362082.95120074. - ISBN 978-5-16-014879-3. - Текст : электронный. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/1009560>
5. SimInTech (Simulation In Technic) – среда разработки математических моделей, алгоритмов управления, интерфейсов управления и автоматической генерации кода для контроллеров управления и графических дисплеев. Собственная разработка ООО "ЗВ Сервис. Номер в едином реестре российских ПЭВМ: 2379 (<https://reestr.digital.gov.ru/reestr/303729/>)

Составители: Диденко Александр Александрович

**ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ ПИЩЕВЫХ
ПРОИЗВОДСТВ**

Рабочий журнал для направления подготовки: 35.03.06 «Агроинженерия»

Компьютерная верстка А.А. Диденко

Подписано к печати «___» _____ 2023

Формат 60x84/16

Объем 1,2 уч.- изд.л. тираж 100 экз.

Изд. № Заказ №

Отпечатано в мини-типографии Инженерного института НГАУ 630039, г.
Новосибирск. ул. Никитина. 147. ауд. 209