



МИНОБРНАУКИ РОССИИ  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова»  
(БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова)

БГТУ.СМК-Ф-4.2-К5-02

Факультет

И

Информационных и управляющих систем

шифр

наименование

Кафедра

И8

Системы приводов, мехатроника и робототехника

шифр

наименование

Дисциплина

Конструирование систем приводов

## КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

на тему

Статический синтез и динамический  
анализ релейного гидропривода

Выполнил  
группы

студент

И8М31

Тарасов А. А.

Фамилия И.О.

**РУКОВОДИТЕЛЬ**

Королёв В. А.

Фамилия И.О.

Подпись

Оценка

«\_\_\_\_\_»

201\_г.

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ

2018 г.



6 Календарный план выполнения курсового проекта

Этап	Краткое содержание	Срок выполнения	
		по плану	фактически
1	Разработка принципиальной гидравлической	25.09.18	25.09.18
	схемы, описание её работы		
2	Силовой и кинематический расчёт привода	10.10.18	10.10.18
3	Выбор гидроаппаратуры привода	25.10.18	25.10.18
4	Динамический расчёт привода	15.11.18	15.11.18
5	Разработка чертежа гидроцилиндра	12.12.18	05.12.18
6.	Оформление работы	15.12.18	12.12.18

7 Дополнительные указания по проектированию Исследовать динамику работы гидропривода  
и задержку реализации стадий цикла, обусловленную инерционными свойствами поршня и  
потерями в приводе

8 Отзыв руководителя \_\_\_\_\_

9 Общая оценка о работе студента \_\_\_\_\_

Студент \_\_\_\_\_ А. А. Тарасов

подпись

дата

Руководитель \_\_\_\_\_ В. А. Королёв

подпись

дата

## Оглавление

Введение .....	6
1. Исходные данные .....	7
2. Синтез схемы гидравлической системы .....	8
3. Описание работы гидравлической системы .....	9
3.1. Работа системы .....	9
3.2. Построение таблицы переключений управляющих элементов .....	10
4. Статический расчёт и выбор оборудования.....	11
4.1. Выбор параметров гидроцилиндра и проверка штока на устойчивость ..	11
4.2. Кинематический расчёт.....	13
4.3. Выбор диаметра трубопровода, определяемого условием ламинарного течения жидкости в трубопроводе .....	14
4.4. Выбор компонентов в соответствии с гидравлической схемой.....	17
4.4.1. Выбор гидравлического цилиндра.....	17
4.4.2. Выбор гидравлического насоса.....	19
4.4.3. Выбор приводного электродвигателя .....	21
4.4.4. Выбор гидробака.....	22
4.4.5. Выбор предохранительного клапана .....	23
4.4.6. Выбор распределителя .....	24
4.4.7. Выбор регулятора расхода .....	26
4.4.8. Выбор управляющего контроллера .....	29
4.4.9. Выбор гидроаккумулятора .....	30
4.4.10. Выбор фильтров и обратных клапанов.....	34
4.4.11. Выбор теплообменника и рабочей жидкости.....	35

5. Динамический расчёт гидропривода.....	37
5.1. Составление системы уравнений.....	37
5.1. Аналитическое решение уравнений .....	40
5.2. Программное решение уравнений .....	52
6. Чертёж гидроцилиндра .....	56
Выводы .....	57
Список использованной литературы.....	58
Приложение А – Гидроцилиндр. Чертёж сборочный .....	60

## Введение

Гидроприводы имеют широкое распространение в самых различных областях человеческой деятельности. С появлением развитых компьютерных технологий управления гидроприводами и развитием мехатроники на стыке различных технических областей знания перспективы применения гидравлики значительно расширились. Одну из ключевых ролей играет данная технология в процессе автоматизации производства.

Производственный процесс, как правило, цикличен, соответственно, и разрабатываемый гидропривод должен обеспечивать цикловое управление в соответствии с заданными циклограммами. Объектом данной работы является проектирование гидропривода линейного перемещения с цикловым управлением, предметом работы является проектирование данного гидропривода с учётом инерционных свойств его исполнительного элемента, представленного в данном случае штоком гидроцилиндра. Целью работы является синтез гидропривода и обоснование его работоспособности. В рамках достижения заданной цели решается ряд задач:

- Разработка принципиальной гидравлической схемы гидропривода автоматизации производственного процесса.
- Силовой и кинематический расчёт исполнительного элемента гидропривода.
- Расчёт и выбор гидроаппаратуры привода.
- Анализ динамических свойств исполнительного элемента гидропривода, учёт разницы между идеальным и реальным перемещением поршня гидроцилиндра.
- Представить чертёж исполнительного элемента привода — гидроцилиндра.

Система проектируется для работы в условиях цеха, повышенных требований к рабочей жидкости, рассчитанных на обеспечение работы привода в условиях, значительно отличающихся от нормальных, при проектировании не закладывается.

## 1. Исходные данные

Спроектировать гидравлический привод с релейным управлением согласно заданным параметрам и циклограмме. Циклограмма работы гидропривода представлена на рисунке 1.1.

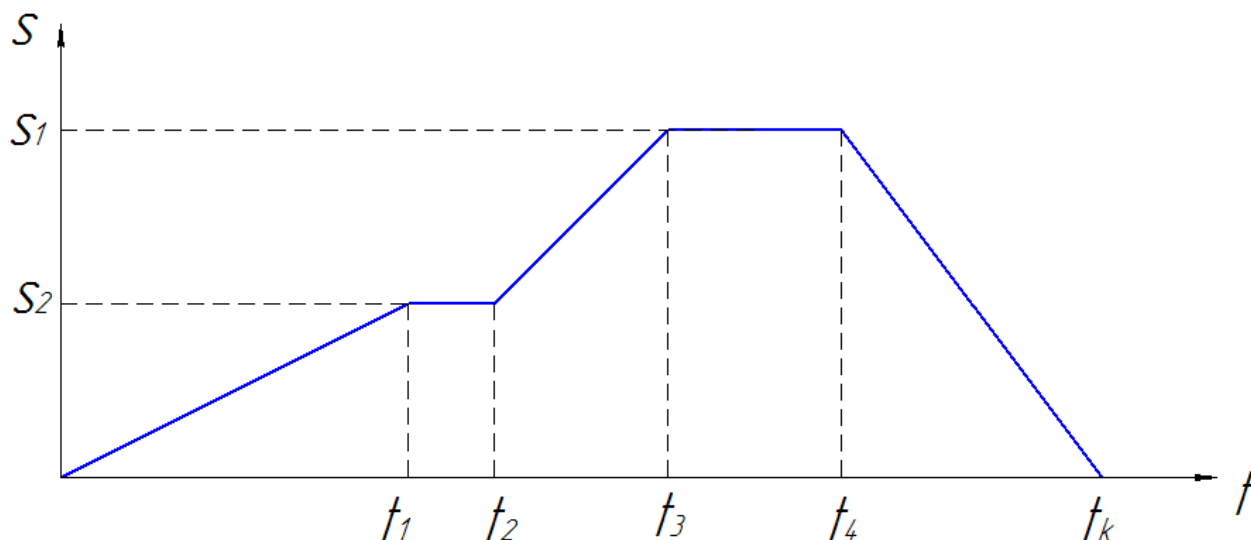


Рисунок 1.1 – Циклограмма работы гидропривода

В таблице 1 представлены заданные параметры проектируемого гидропривода.

Таблица 1 – Параметры работы гидропривода

Параметр	Обозначение, единица измерения	Значение
Нагрузка	$G$ , Н	10 000
Перемещение поршня	$S_1$ , м	1
	$S_2$ , м	0,5
Интервалы времени	$t_1$ , с	20
	$t_2$ , с	25
	$t_3$ , с	35
	$t_4$ , с	45
	$t_k$ , с	60

## 2. Синтез схемы гидравлической системы

На рисунке 2.1 представлена принципиальная гидравлическая схема проектируемого гидропривода.

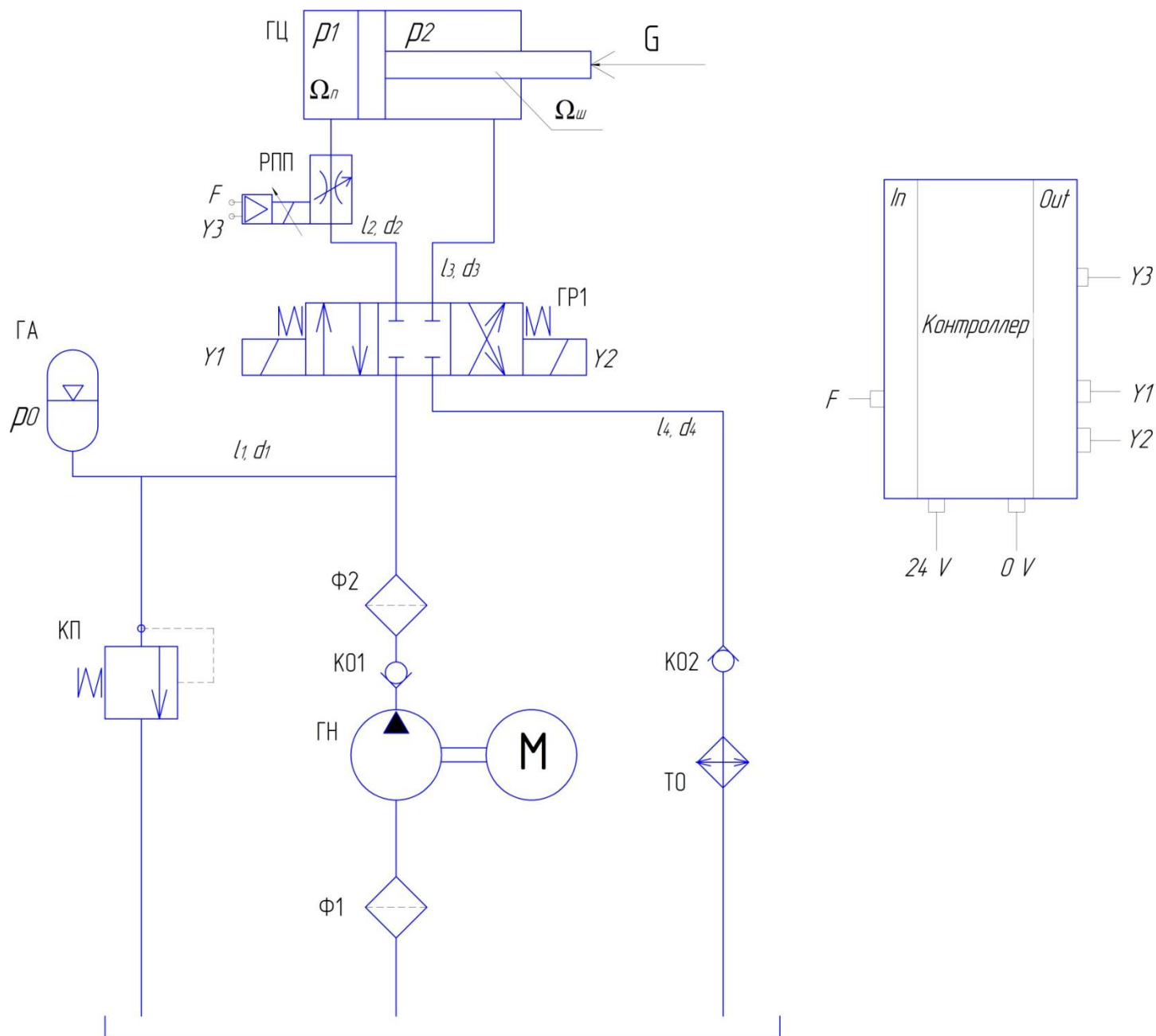


Рисунок 2.1 – Схема принципиальная гидравлическая



### 3. Описание работы гидравлической системы

#### 3.1. Работа системы

Разработанная гидросхема, предназначенная для линейного перемещения заданной нагрузки, работает следующим образом.

Гидронасос ГН, вал которого вращается посредством электродвигателя М, осуществляет всасывание рабочей жидкости из гидробака через фильтр Ф1 и последующую её подачу в гидросистему через фильтр Ф2, запитывая гидропневоаккумулятор ГА. Аккумулятор ГА предназначен для сглаживания пульсаций подачи гидронасоса, обусловленных неравномерностью его работы, и служит источником питания управляющей и исполнительной подсистем гидропривода рабочей жидкостью. Для защиты системы от превышения давления предназначен предохранительный клапан КП.

Основным управляющим элементов гидропривода является гидрораспределитель 4/3 с электромагнитным управлением и пружинным центрированием ГР1. По сигналам управляющего контроллера, поступающим на электромагниты Y1 и Y2 распределителя происходит переключение режимов работы привода и, соответственно, смена стадий рабочего цикла. Ограничение расхода рабочей жидкости в каждом из режимов осуществляется посредством пропорционального регулятора расхода РПП с управляющим электромагнитом. В режимах выдвижения штока гидроцилиндра по сигналам управляющего контроллера Y3 ограничение расхода устанавливается в линии нагнетания соответствующим скоростям выдвижения штока, в режиме задвижения штока – в сливной линии соответствующим скорости задвижения. Мониторинг отработки задающих сигналов управления осуществляется через порт мониторинга F.

Исполнительным элементом разрабатываемого гидропривода является гидроцилиндр ГЦ, двухсторонний одноштоковый. Рабочим органом, реализующим заданное перемещение нагрузки в ходе рабочего цикла, является шток гидроцилиндра. Жидкость в сливной линии перед попаданием в гидробак проходит через обратный клапан КО2, предназначенный для исключения возможности всасывания жидкости из гидробака в сливную линию, и теплообменник ТО, предназначенный для восстановления теплового баланса рабочей жидкости.

### 3.2. Построение таблицы переключений управляющих элементов

В таблице 2 представлена схема переключения управляющих воздействий на электромагнитные актуаторы гидрораспределителей. Для пропорционального управляющего сигнала регулятора расхода (Y3) задаётся несколько уровней положительного сигнала в виде тока или напряжения. Более подробно характеристики управления регулятора расхода рассмотрены в пункте 4.4.7.

Таблица 2 – Переключение управляющих элементов

Стадия рабочего цикла	Управляющие воздействия на электромагниты гидрораспределителя и регулятора расхода		
	Y1	Y2	Y3
Выдвижение штока	+	0	Уровень сигнала 1
Остановка	0	0	0
Выдвижение штока	+	0	Уровень сигнала 2
Остановка	0	0	0
Втягивание штока	0	+	Уровень сигнала 3

#### 4. Статический расчёт и выбор оборудования

##### 4.1. Выбор параметров гидроцилиндра и проверка штока на устойчивость

Зададимся рабочим давлением в системе  $p_{\text{раб}} = 160$  бар, что соответствует 16 МПа. Это давление, обеспечиваемое насосом и являющееся номинальным для данной гидравлической системы. С учётом коэффициента потерь давление в поршневой полости гидроцилиндра составит:

$$p_{\text{ц}} = K_g p_{\text{раб}} = 0,9 * 16 * 10^6 = 14,4 * 10^6 \text{ Па} = 14,4 \text{ МПа} \quad (1)$$

Расчет гидроцилиндра состоит в определении его основных параметров (диаметра цилиндра  $D$ , диаметра штока  $d$ , хода штока, монтажных размеров, и др). Прежде всего необходимо определить площадь поршня гидроцилиндра:

$$\Omega = K \frac{G}{p_{\text{ц}}} = \frac{1,4 * 10\,000}{14,4 * 10^6} = 0,097 * 10^{-2} \text{ м}^2 \quad (2)$$

Диаметр поршня:

$$D = \sqrt{\frac{4\Omega}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 0,097 * 10^{-2}}{3,14}} = 0,1 * 0,352 = 35,2 * 10^{-3} \text{ м} = 35,2 \text{ мм} \quad (3)$$

При выборе конкретной модели гидроцилиндра использован каталог компании Atos [1]. В качестве величины диаметра поршня гидроцилиндра, наиболее близкой к расчётной, выберем 40 мм. В таком случае шток гидроцилиндра имеет диаметр 28 мм.

Необходимо рассчитать выбранный гидроцилиндр на устойчивость. Гидравлические цилиндры в процессе эксплуатации под действием рабочего давления в них и внешней нагрузки работают как сжато-изогнутые балки переменного сечения. На практике наиболее часто встречается случай нагружения шарнирно-закрепленного гидроцилиндра продольной сжимающей силой  $G$ , направленной по оси цилиндра. При некотором значении продольной сжимающей силы  $R$  в цилиндре может возникнуть прогиб, который при дальнейшем

незначительном увеличении нагрузки может привести к разрушению гидроцилиндра.

Критическая сила может быть определена по формуле Эйлера:

$$R = C * \frac{\pi^2 * E * J}{l^2} \quad (4)$$

где  $E$  – модуль упругости материала;  $E = 22 \cdot 10^4$  МПа;  $l$  – полная длина цилиндра с выдвинутым штоком, 2,66 м для цилиндра с фланцевым креплением согласно каталогу;  $C$  – коэффициент учета заделки концов цилиндра и штока ( $C = 2$ ).

Момент инерции сечения штока:

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 0,028^4}{64} = 3,02 \cdot 10^{-8} \quad (5)$$

В таком случае, согласно выражению (4), получим критическое усилие на штоке данного гидроцилиндра:

$$R = \frac{2 * 3,14^2 * 22 * 10^{10} * 3,02 * 10^{-8}}{2,66^2} = 18\,516 \text{ Н}$$

Допускаемая (эксплуатационная) нагрузка из условий устойчивости

$$F_{\text{э}} = \frac{R}{K \cdot n_{\text{ц}}} = \frac{18\,516}{3} = 6\,172 \text{ Н} \quad (6)$$

где  $K$  – коэффициент, учитывающий возможное повышение давления в гидросистеме  $K = 1,5$ ;  $n_{\text{ц}}$  – запас устойчивости, принимаемый в зависимости от материала и назначения цилиндра, не менее: 1,5-2,0 – для стали; 2-4 – для алюминиевых сплавов; 4-5 – для чугуна.

Из данного выражения видно, что максимальная допускаемая эксплуатационная нагрузка на данный гидроцилиндр меньше, чем требуемая в ходе работы гидропривода. Следовательно, шток цилиндра неустойчив, и необходимо подобрать цилиндр большего диаметра. Ближайшим по диаметру ГЦ, согласно [1], является ГЦ с диаметром поршня 50 мм. Диаметр штока такого цилиндра составляет 36 мм. Аналогично предыдущему устройству, проверим данный цилиндр на устойчивость в соответствии с выражениями (4), (5) и (6).

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 0,036^4}{64} = 8,24 \cdot 10^{-8}$$

$$R = \frac{2 \cdot 3,14^2 \cdot 22 \cdot 10^{10} \cdot 8,24 \cdot 10^{-8}}{2,66^2} = 49\,538 \text{ Н}$$

$$F_3 = \frac{R}{K \cdot n_{\text{ц}}} = \frac{49\,538}{3} = 16\,512,7 \text{ Н}$$

Нагрузка на ГЦ в ходе рабочего цикла не превосходит допускаемой величины усилия на штоке. Таким образом, для использования в проектируемом гидроприводе выбран гидроцилиндр с диаметром поршня  $D = 50$  мм и диаметром штока  $d = 36$  мм.

Площадь поршня такого гидроцилиндра составляет:

$$\Omega = \pi \cdot \frac{D^2}{4} = 19,625 \cdot 10^{-4}$$

Разность площадей поршня и штока гидроцилиндра:

$$\Omega - \Omega_{\text{ш}} = \pi \cdot \frac{(D^2 - d^2)}{4} = 9,45 \cdot 10^{-4}$$

#### 4.2. Кинематический расчёт

Согласно циклограмме, изображённой на рисунке 1.1, проектируемая гидросистема имеет два участка выдвижения штока цилиндра, два участка выстоя и один участок втягивания штока гидроцилиндра. Рассмотрим расход рабочей жидкости на каждом из участков движения гидроцилиндра.

Расход рабочей жидкости на первом участке выдвижения штока:

$$Q_1 = \Omega \cdot \frac{s_2}{t_1} = 19,625 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,5}{20} = 0,491 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 2,95 \frac{\text{л}}{\text{мин}} \quad (7)$$

Расход рабочей жидкости на втором участке выдвижения штока:

$$Q_2 = \Omega \cdot \frac{s_1 - s_2}{t_3 - t_2} = 19,625 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,5}{10} = 0,981 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 5,89 \frac{\text{л}}{\text{мин}} \quad (8)$$

Расход рабочей жидкости на участке втягивания штока:

$$Q_3 = (\Omega - \Omega_{\text{ш}}) \cdot \frac{s}{t_k - t_4} = 9,45 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{1}{15} = 0,63 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 3,78 \frac{\text{л}}{\text{мин}} \quad (9)$$

Подача насоса должна обеспечивать наибольший из требуемых расходов жидкости:

$$Q_{\max} = \max(Q_1, Q_2, Q_3) = 5,89 \text{ л/мин.}$$

Для определения требуемой подачи насоса необходимо учесть также объёмные потери гидронасоса. Примем объёмный КПД за 0,9. В таком случае:

$$Q_n = \frac{Q_{\max}}{\eta_{об}} = \frac{5,89}{0,9} = 6,542 \frac{\text{л}}{\text{мин}} = 6542 \frac{\text{см}^3}{\text{мин}} \quad (10)$$

Определим требуемый рабочий объём насоса – объём жидкости, прокачиваемой гидронасосом за один оборот вала. Частоту вращения приводного электродвигателя примем равной 1450 об/мин.

$$q = \frac{Q}{n} = \frac{6542}{1450} = 4,51 \frac{\text{см}^3}{\text{об}} \quad (11)$$

При выборе конкретной модели гидронасоса использован каталог компании Atos [2]. Выбор осуществлён в следующих разделах данной работы. Предварительно, ориентируясь на данные [2], выбираем величину рабочего объёма, равную 5,2 см<sup>3</sup>/об.

#### 4.3. Выбор диаметра трубопровода, определяемого условием ламинарного течения жидкости в трубопроводе

Функциональная связь гидроагрегатов в системе гидропривода осуществляется с помощью трубопроводов различной конструкции. Большая часть трубопроводов и присоединительной арматуры нормализована по внутреннему диаметру. Соединительные трубопроводы гидропривода разделяют на 3 части: всасывающий трубопровод (участок трубопровода гидропривода соединяющий насос с баком), напорный трубопровод (участок трубопровода, по которому жидкость от насоса поступает в гидравлический двигатель), сливная магистраль (участок трубопровода, по которому жидкость отводится из рабочей полости гидродвигателя в резервуар). К напорному трубопроводу относятся также все трубопроводы, находящиеся под рабочим давлением.

Основной характеристикой трубопровода является его условный проход (номинальный внутренний диаметр). Исходными параметрами для определения номинальных внутренних диаметров всасывающего, сливного и напорного трубопроводов являются: рабочее давление  $p$ , расход гидродвигателя  $Q$ , скорости движения рабочей жидкости во всасывающем  $v_{вс}$  (примем равным 1,5 м/с) в напорном  $v_{нг}$  (примем равным 5 м/с) и сливном  $v_{сл}$  (примем равным 2 м/с) трубопроводах.

Величина внутреннего диаметра трубопровода определяется по следующей формуле [3]:

$$d_y = 4,6 \sqrt{\frac{Q_H}{v}} \quad (12)$$

где  $Q_H$  – расход в линии, выраженный в л/мин, а  $v$  – скорость течения жидкости в линии, выраженная в м/с.

При известном расходе (рассмотрим наибольший определённый при кинематическом расчёте расход) и допустимой для соответствующего трубопровода скорости движения жидкости условные проходы (внутренние диаметры) определяются по формулам:

- для напорной линии

$$d_y = 4,6 \sqrt{\frac{6,542}{5}} = 5.27 \text{ мм}$$

- для всасывающей линии

$$d_y = 4,6 \sqrt{\frac{6,542}{1.5}} = 9.61 \text{ мм}$$

- для сливной линии

$$d_y = 4,6 \sqrt{\frac{6,542}{2}} = 8.32 \text{ мм}$$

Согласно ГОСТ 28338-89 [4], величины условного прохода трубопроводов для различных линий равны:

- для напорной DN 6;
- для всасывающей DN 10;
- для сливной DN 10.

Необходимо проверить полученные значения условного прохода трубопроводов по условию ламинарного течения жидкости в трубопроводе. Это условие формулируется следующим образом:

$$Re = \frac{v * d}{\nu} < 2300 \quad (13)$$

Где  $Re$  – число Рейнольдса,  $v$  и  $\nu$  – скорость и кинематическая вязкость жидкости (предварительно примем 18 сСт) соответственно, а  $d$  – внутренний диаметр трубы. Для трубопроводов разрабатываемого гидропривода:

- для напорной линии

$$Re = \frac{5 * 6 * 10^{-3}}{0.18 * 10^{-4}} = 1666.67 < 2300$$

- для всасывающей линии

$$Re = \frac{1.5 * 10 * 10^{-3}}{0.18 * 10^{-4}} = 833.33 < 2300$$

- для сливной линии

$$Re = \frac{2 * 10 * 10^{-3}}{0.18 * 10^{-4}} = 1111.11 < 2300$$

Таким образом, выбранные условные проходы всех трубопроводов удовлетворяют условию ламинарного течения жидкости.

Необходимо выбрать также толщину стенок в трубопроводах. Минимальная толщина стенок определяется по формуле:

$$\delta = \frac{p * d}{2 * \sigma_p} \quad (14)$$

Где  $p$  – рабочее давление в системе,  $d$  – внутренний диаметр трубопровода,  $\sigma_p$  – допустимое напряжение разрыва материала трубопровода (для стали примем 450 МПа). В таком случае минимальная толщина стенок трубопровода:



- для напорной линии

$$\delta = \frac{16 * 10^6 * 6 * 10^{-3}}{2 * 450 * 10^6} = 0,11 \text{ мм}$$

- для всасывающей линии

$$\delta = \frac{1 * 10^6 * 10 * 10^{-3}}{2 * 450 * 10^6} = 0,007 \text{ мм}$$

- для сливной линии

$$\delta = \frac{1 * 10^6 * 10 * 10^{-3}}{2 * 450 * 10^6} = 0,007 \text{ мм}$$

Исходя из ряда нормальных размеров, примем стенки трубопроводов напорной, всасывающей и сливной магистрали 1 мм, 0,5 мм и 0,5 мм соответственно, что соответствует установленным стандартам для трубопроводов.

#### 4.4. Выбор компонентов в соответствии с гидравлической схемой

##### 4.4.1. Выбор гидравлического цилиндра

Исходя из рассчитанных в пункте 4.1 требуемых диаметров поршня (50 мм) и штока (36 мм), а также величины рабочего хода, выбираем из каталога [1] компании Atos цилиндр СК-P-50/36\*1050-K621-FWL.

Необходимо выбрать способ демпфирования хода гидроцилиндра. Согласно [1], максимально допустимая скорость хода штока для цилиндра выбранного диаметра составляет  $v_{\max} = 1 \text{ м/с}$ . При это в ходе рабочего цикла наибольшая скорость выдвижения штока составляет:

$$v = \frac{1}{15} \approx 0,067 \frac{\text{м}}{\text{с}} > 0,05 * v_{\max} \quad (15)$$

Наибольшая скорости выдвижения штока составляет:

$$v = \frac{0,5}{10} \approx 0,05 \frac{\text{м}}{\text{с}} = 0,05 * v_{\max} \quad (16)$$

В данном случае, согласно рекомендациям каталога [1], необходимо выбирать регулируемое демпфирование для замедленного хода в прямом и обратном направлениях. Величина пути демпфирования составляет 25 мм.

Суммарный путь демпфирования добавляется к рабочему ходу штока для исключения влияния связанных с демпфированием переходных процессов на реализацию рабочего цикла согласно циклограмме на рисунке 1.1.

Уплотнения гидроцилиндра выбираются исходя из максимальной развиваемой скорости хода штока и из рабочего давления в системе. Согласно формулам (15) и (16), скорости не превышают 0,067 м/с, а рабочее давление – 160 бар. Согласно рекомендациям каталога [1], выбираем системы уплотнений 1, предназначенную для высоких статических и динамических нагрузок и малых скоростей.

Параметры выбранного гидроцилиндра представлены в таблице 3.

Таблица 3 – Характеристики гидроцилиндра СК-Р-50/36\*1050-K621-FWL компании Atos.

Характеристика	Значение
Диаметр поршня	50 мм
Диаметр штока	36 мм
Максимальный ход	1050 мм
Рабочее давление	160 бар
Минимальная температура эксплуатации	-20 °С
Максимальная температура эксплуатации	+80 °С
Способа монтажа	лапы
Полный габаритный размер (с выдвинутым штоком)	1226 мм
Способ демпфирования	регулируемое, для замедленного хода
Путь демпфирования прямого хода	25 мм
Путь демпфирования обратного хода	25 мм
Материал уплотнений	нитрил + полиуретан
Наличие сапуна	в поршневой полости
Максимально допустимая скорость хода штока	1 м/с
Датчики обратной связи	потенциометрические
Концевые датчики	спереди и сзади
Монтажная плата	нет

На рисунке 4.1 представлена конструктивная схема выбранного гидроцилиндра из каталога производителя [1].

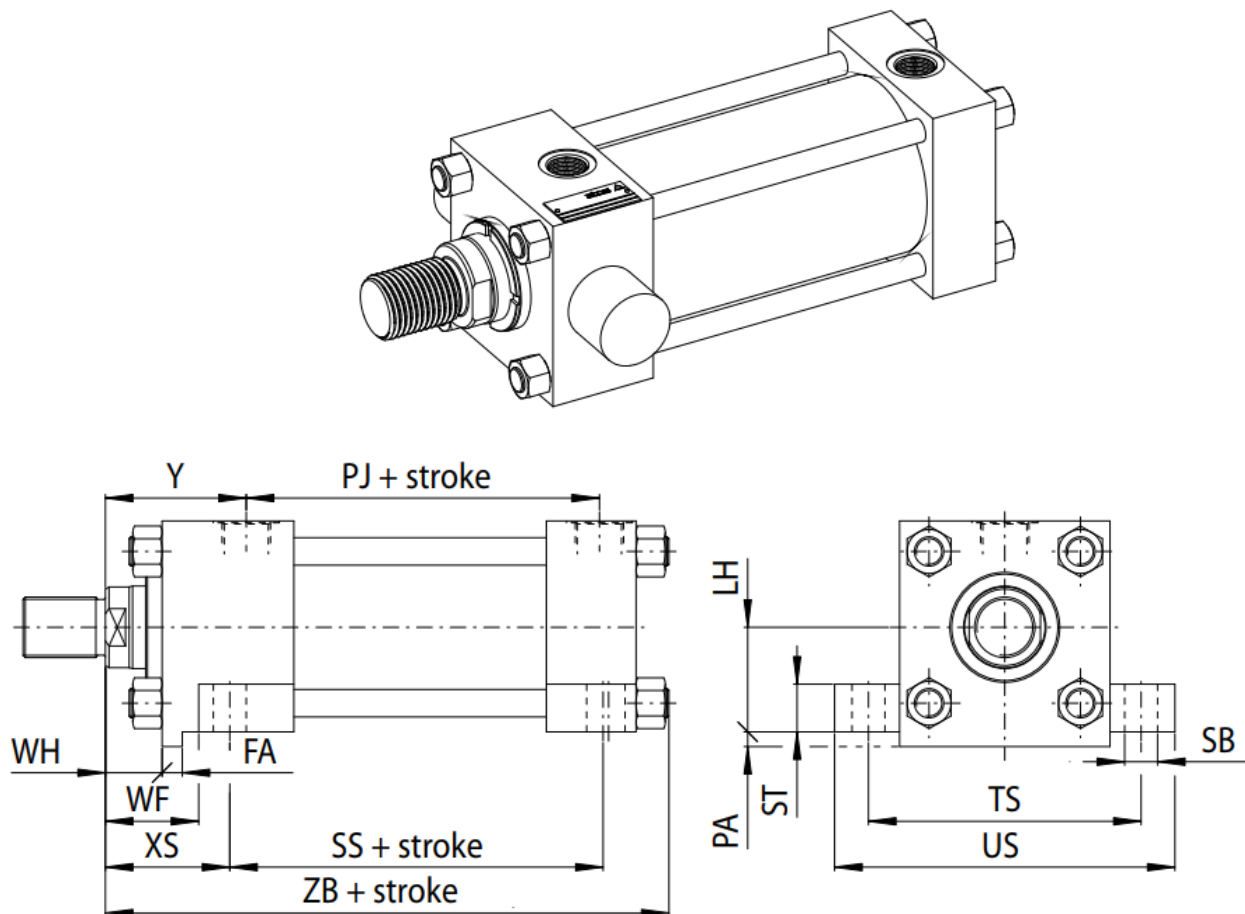


Рисунок 4.1 – Конструктивная схема гидроцилиндра СК-Р-50/36\*1050-K621-FWL компании Atos.

#### 4.4.2. Выбор гидравлического насоса

Исходя из рассчитанной в пункте 4.2 требуемой величины рабочего объёма гидронасоса, выбираем из каталога [2] компании Atos нерегулируемый шестерённый насос внешнего зацепления PFG-149 с рабочим объёмом 5,2 см<sup>3</sup>/об.

Согласно принятой частоте вращения вала насоса ( $n = 1450$  об/мин), по формуле (11) получим теоретический расход гидронасоса:

$$Q_T = q * n = 5,2 * 1450 = 7540 \frac{\text{см}^3}{\text{мин}} = 7,54 \text{ л/мин}$$

Дальнейшее регулирование расхода в системе осуществляется посредством пропорционального регулятора расхода РПП.

В таблице 4 представлены параметры выбранного шестерённого нерегулируемого гидронасоса.

Таблица 4 – Характеристики гидронасоса PFG-149 компании Atos.

Характеристика	Значение
Рабочий объём, см <sup>3</sup> /об	5,2
Максимальный расход, л/мин (при n = 1450 об/мин)	7,2
Максимальное рабочее давление, бар	210
Пиковое давление, бар	230
Максимальная частота вращения, об/мин	800
Минимальная частота вращения, об/мин	4000
Максимальная температура эксплуатации, °C	-20
Минимальная температура эксплуатации, °C	+70
Максимальная мощность, кВт	3
Направление вращения вала	по часовой стрелке
Положение в пространстве	любое
Максимальный крутящий момент, Н*м	63

На рисунке 4.2 представлены графики зависимости крутящего момента, необходимого для работы насоса, от рабочего давления в системе (а) и зависимости подачи насоса от скорости вращения его вала (б). Зависимость, отвечающая данной модели насоса, обозначена числом 149.

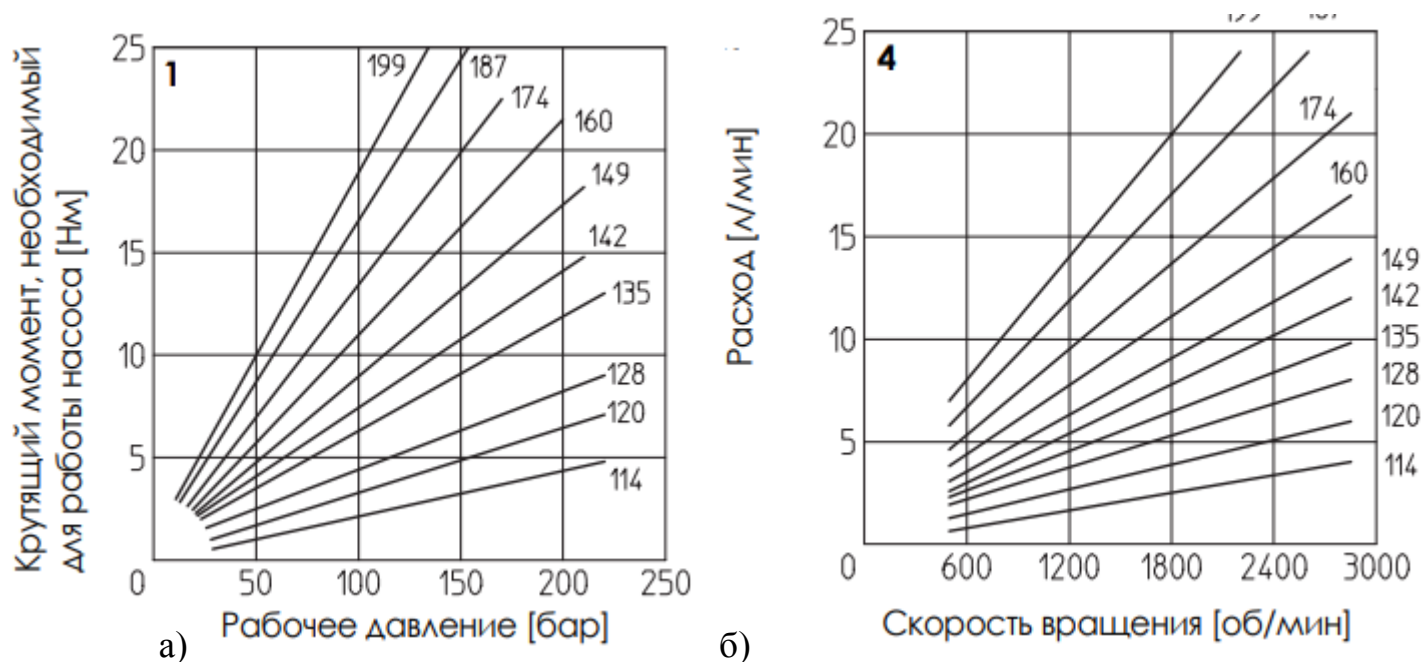


Рисунок 4.2 – Характеристики выбранного насоса

Максимальный объёмный КПД выбранного гидронасоса:

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q_T} = \frac{7.2}{7.54} = 0.955 \quad (17)$$

На рисунке 4.3 представлена конструктивная схема гидронасоса PFG-149 из каталога производителя [2].

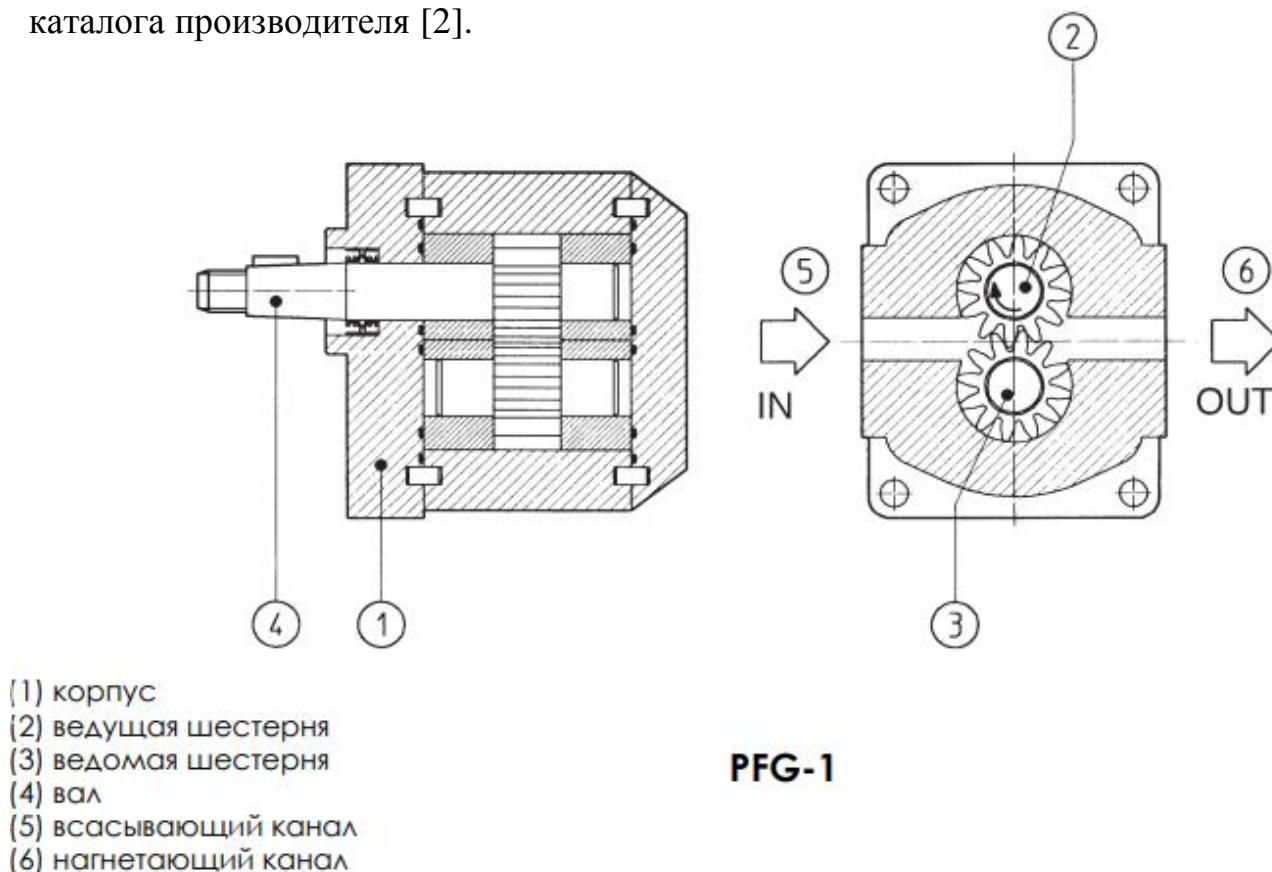


Рисунок 4.3 – Конструктивная схема гидронасоса PFG-149 компании Atos.

#### 4.4.3. Выбор приводного электродвигателя

Требуемая мощность электродвигателя, вращающего вал насоса, при величине КПД гидронасоса  $\eta_{об} = 0,9$ , вычисленном значении подачи насоса  $Q = 7.2 \text{ л/мин} = 1.2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$  и рабочем давлении  $p = 160 \text{ бар} = 16 \cdot 10^6 \text{ Па}$ :

$$N_{эд} = \frac{p * Q}{\eta_{гп}} = \frac{16 * 10^6 * 1.2 * 10^{-4}}{0.8} = 2.19 * 10^3 \text{ Вт} = 2.19 \text{ кВт} \quad (18)$$

В качестве приводного электродвигателя выбран ближайший по своим характеристикам асинхронный электродвигатель переменного тока 90L4, выбранный по каталогу фирмы СЗЭМО [5]. Параметры двигателя представлены в таблице 5. Частота вращения ротора двигателя  $n = 1410 \text{ об/мин}$ . В соответствии с формулой (11), окончательно получим величину номинальной подачи насоса:

$$Q = q * n * \eta_{об} = 5,2 * 1410 * 0,95 = 6965 \frac{\text{см}^3}{\text{мин}} = 6,965 \text{ л/мин}$$

Таблица 5 – Параметры выбранного электродвигателя

Характеристика	Значение
Мощность, кВт	2.2
Фактическая частота вращения, об/мин	1410
КПД, %	80
Коэффициент мощности	0,81
$I_{II}/I_H$	7
$M_{II}/M_H$	2,3
$M_{max}/M_H$	2,3
$I_H$ , А	6.8
Масса, кг	17

#### 4.4.4. Выбор гидробака

Исходя из установленной подачи гидронасоса, требуемый объем гидробака:

$$V_{бака} = 4 * Q = 4 * 7,332 = 29.328 \text{ л} \quad (19)$$

Из каталога фирмы KTR [6] наиболее подходящим является стальной бак BSK 40 с маслосборной канавкой. Параметры выбранного гидробака представлены в таблице 6.

Таблица 6 – Характеристики гидробака BSK 40 компании KTR

Характеристика	Значение
Эффективный объем, л	38
Масса, кг	34
Максимальная температура вещества, °С	100
Максимально допустимое давление, бар	1
Индикатор уровня жидкости	есть
Сапун	есть

#### 4.4.5. Выбор предохранительного клапана

Ограничения по давлению в системе задаются, исходя из рабочего давления, с одной стороны, и максимально допустимыми значениями давления для конкретных гидроустройств, с другой. Устанавливаемое в системе ограничение давления, исходя из номинального давления:

$$[p] = 1.5 * p_{\text{ном}} = 1.5 * 160 = 240 \text{ бар} \quad (20)$$

Вместе с тем, пиковым давлением насоса из условия работоспособности является 230 бар, а максимальное рабочее давление – 210 бар. Таким образом, наиболее рациональным представляется ограничить потенциальные скачки давления в гидросистеме величиной  $[p] = 210$  бар. Для этого используется переливной клапан компании Atos ARE-06/210/RV с регулируемой величиной настройки давления, выбранный по каталогу [7] компании Atos и используемый в режиме предохранительного. Основные характеристики выбранного устройства представлены в таблице 7.

Таблица 7 – Основные характеристики предохранительного клапана ARE-06/210/RV

Характеристика	Значение
Максимальное давление настройки, бар	210
Минимальное давление настройки, бар	10
Максимальный расход, л/мин	40
Минимальная температура окружающей среды, °C	-20
Максимальная температура окружающей среды, °C	+70
Минимальная температура рабочей жидкости, °C	-20
Максимальная температура рабочей жидкости, °C	+60
Управление	рукоятка

На рисунке 4.4 изображена конструктивная схема выбранного предохранительного клапана.

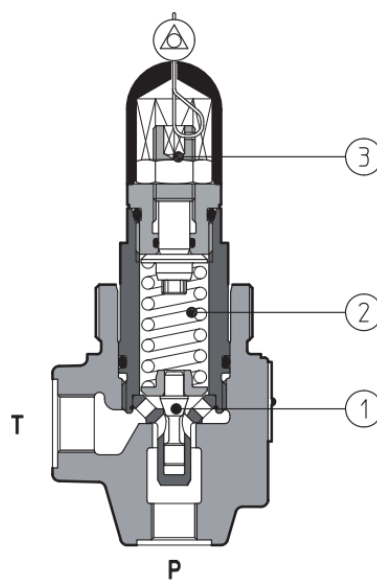


Рисунок 4.4 – Конструктивная схема предохранительного клапана ARE-06/210/RV

#### 4.4.6. Выбор распределителя

Управление гидроприводом осуществляется посредством электрических сигналов контролера. Кроме того, при реализации заданного рабочего цикла существенной необходимостью является остановка рабочего органа в промежуточном положении. Эти требования обуславливают необходимость выбора распределителя 4/3 с электромагнитным управлением и пружинным центрированием. Невысокие значения расхода в системе и мощности привода в целом позволяют использовать распределитель прямого управления.

В качестве гидрораспределителя выбран распределитель компании Atos DHI-071-49/E-SR-XJ 6DC со сливом рабочей жидкости в бак в нейтральном положении из каталога компании [8]. На рисунке 4.5 представлена конструктивная схема выбранного распределителя.

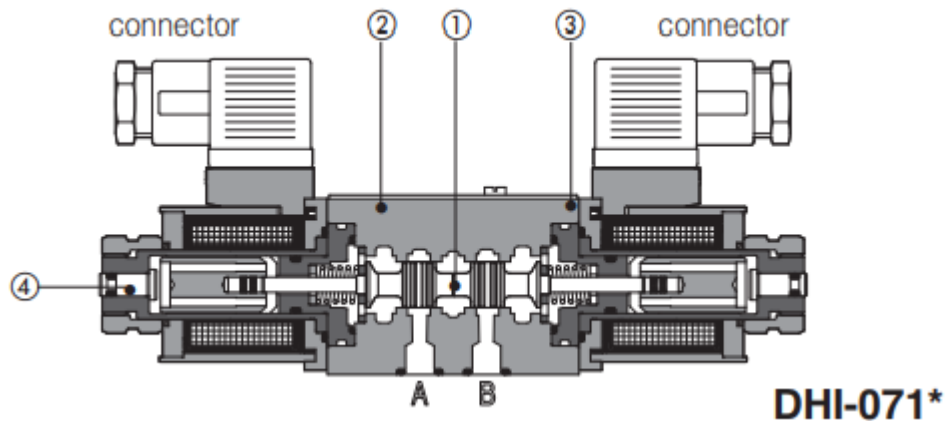


Рисунок 4.5 – Конструктивная схема распределителя DHI-071



В таблице 8 представлены основные технические характеристики выбранного распределителя.

Таблица 8 – Технические характеристики гидрораспределителя DHI-071-49/E-SR-XJ 6DC компании Atos

Характеристика	Значение
Проходное сечение	DN6
Число позиций	3
Число подводимых каналов	4
Тип управления	электромагнитное
Способ управления	прямое
Максимальный расход, л/мин	60
Минимальная температура окружающей среды, °C	-30
Максимальная температура окружающей среды, °C	+70
Минимальная температура рабочей жидкости, °C	-20
Максимальная температура рабочей жидкости, °C	+60
Максимально допустимое давление в линии Р	350
Потери давления при номинальном расходе, бар	1,5
Материал уплотнения	нитрил+полиуретан
Степени защиты электромагнитной части	IP 65
Управляющее напряжение, В	6
Минимальный ток управления, мА	5
Максимальный ток управления, мА	20
Время срабатывания, мс, не более	40

На рисунке 4.6 изображен пример подключения коннектора распределителя для управления переключением посредством маломощного сигнала с микроконтроллера (а) и график зависимости потерь давления на распределителе данного типа в зависимости от расхода через него.

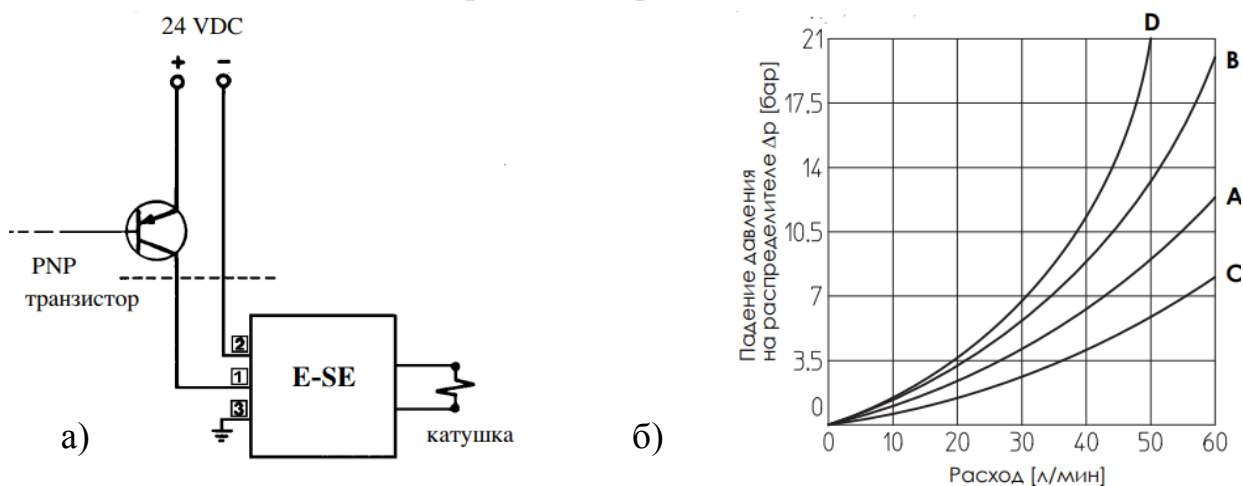


Рисунок 4.6 – Характеристики распределителя

#### 4.4.7. Выбор регулятора расхода

В ходе реализации рабочего цикла исполнительный элемент гидропривода осуществляет перемещения с различными скоростями. Для реализации заданных перемещений требуются различные уровни расхода рабочей жидкости в системе (см. п. 4.2):

- на первом участке выдвижения  $Q = 2,95$  л/мин
- на втором участке выдвижения  $Q = 5,89$  л/мин
- на участке задвижения  $Q = 3,78$  л/мин.

Вместе с тем рассчитанная подача насоса с учётом объёмного КПД при работе с выбранным приводным электродвигателем составляет 6,965 л/мин. Для ограничения величины расхода рабочей жидкости, поступающей в исполнительный гидроцилиндр и регулирования этой величины на различных стадиях рабочего цикла необходимо использовать регулятор расхода. С целью автоматизации управления гидросистемой решено использовать пропорциональный регулятор расхода с компенсацией давления, необходимой для исключения зависимости расхода через устройство от перепада давления на нём. В качестве регулятора расхода выбран пропорциональный регулятор компании Atos QVHZO-TES-PS-06/12/I с токовым управлением и встроенным усилителем [9]. На рисунке 4.7 изображена конструктивная схема данного устройства.

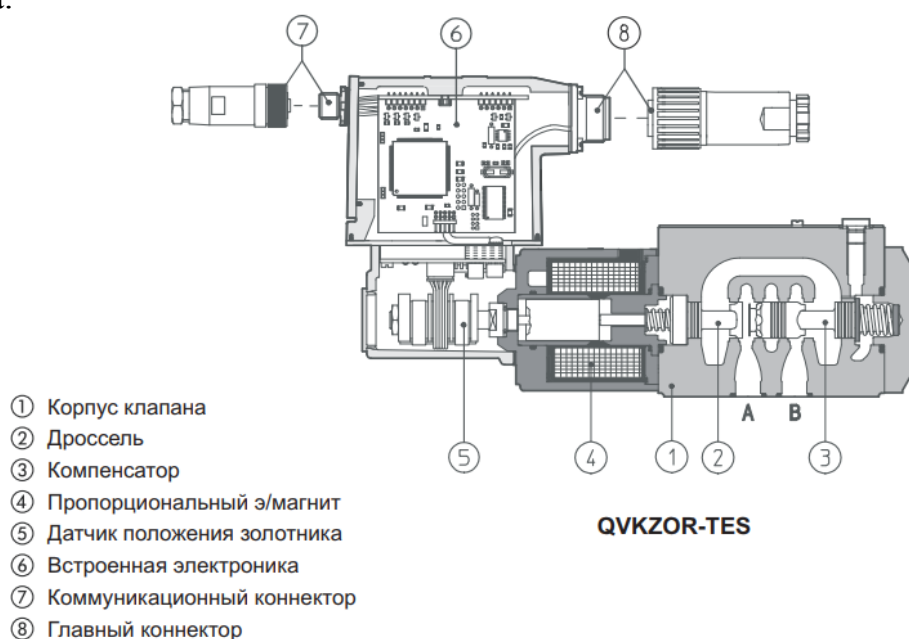


Рисунок 4.7 – Конструктивная схема пропорционального регулятора расхода QVHZO-TES-PS-06/12/I компании Atos

В таблице 9 представлены основные технические характеристики выбранного пропорционального регулятора расхода.

Таблица 9 – Технические характеристики пропорционального регулятора расхода QVHZO-TES-PS-06/12/I

Характеристика	Значение
Проходное сечение	DN6
Способ управления	цифровое
Встроенный усилитель	есть
Коммуникационный интерфейс	RS232
Сигнал управления, тип	токовое
Максимальный сигнал управления, мА	4
Минимальный сигнал управления, мА	20
Максимальный настраиваемый расхода, л/мин	12
Минимальный настраиваемый расход, л/мин	0,02
Максимально допустимый расход в канале А, л/мин	50
Регулировочный перепад давления, бар	6
Максимальное давление, бар	210
Время отклика при ступенчатом сигнале, мс	25
Минимальная температура окружающей среды, °С	-20
Максимальная температура окружающей среды, °С	+60
Класс защиты электромагнитных контактов	IP 67
Минимальная температура рабочей жидкости, °С	-20
Максимальная температура окружающей среды, °С	+60

Выбор токового управления обусловлен характером работы привода – автоматизация производственных процессов, выполнения рабочего цикла блок управления станком может находиться на значительном удалении от самого станка. Согласно таблице переключений управляющих элементов (п. 3.2), различным величинам ограничения расхода соответствуют следующие уровни сигналов:

- расходу 2,95 л/мин уровень сигнала Уровень 1
- расходу 5,89 л/мин уровень сигнала Уровень 2
- расходу 3,78 л/мин уровень сигнала Уровень 3

Для определения величины управляющих сигналов для каждого из уровней рассмотрим график зависимости расхода через регулятор от величины управляющего сигнала [9], представленный на рисунке 4.8. Зависимости для выбранной модели соответствует кривая 2.

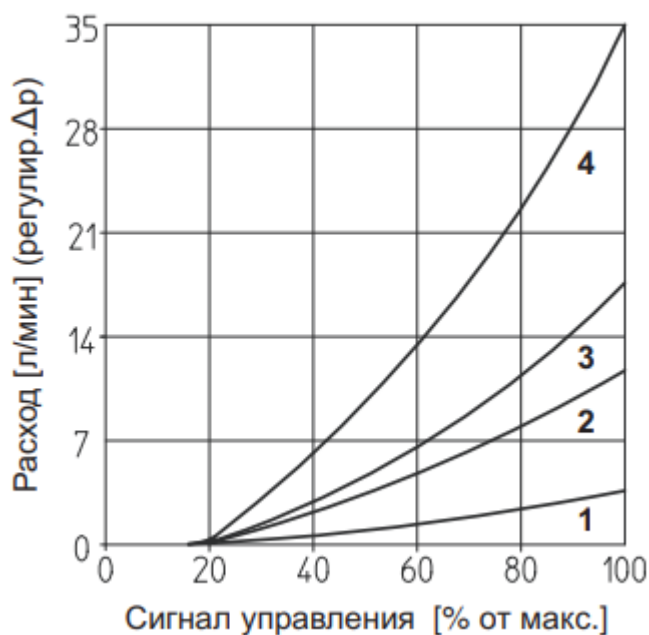


Рисунок 4.8 – Зависимость расхода через регулятор от величины управляющего сигнала

В данном случае расход через устройство возникает при уровне управляющего сигнала в 20% от максимального, что соответствует 4 мА. Исходя из представленного графика, построим таблицу величины управляющих сигналов в соответствии с требуемыми величинами расхода в гидросистеме. Расчёт управляющих сигналов производится по формуле:

$$I = \frac{\delta}{100} * I_{max} \quad (21)$$

где  $I_{max}$  – наибольший уровень управляющего токового сигнала, равный 20 мА,  $\delta$  – процент от величины максимального управляющего сигнала, полученный на графике, исходя из требуемой величины расхода. Результаты расчётов по формуле (21) сведём в таблицу 10.

Таблица 10 – Величина управляющих сигналов, подаваемых на регулятор расхода

№	Требуемая величина расхода	Обозначение уровня сигнала	Величина управляющего сигнала
1	2,95 л/мин	Уровень 1	8 мА
2	5,89 л/мин	Уровень 2	13 мА
3	3,78 л/мин	Уровень 3	11 мА

Для облегчения задачи программирования пропорциональных устройств на контроллере, а также для автоматизации процесса управления гидроприводом существует программная среда для управления гидравлическими устройствами Atos – Atos E-SW [10].

#### 4.4.8. Выбор управляющего контроллера

В качестве управляющего контроллера выбран STM32F100 с микропроцессорным ядром ARM Cortex-M3 [11]. На рисунке 4.9 представлена схема вводов-выводов данного контроллера (а) и отладочной платы STM32 Discovery, применяемой для облегчения работы с микроконтроллером [12].

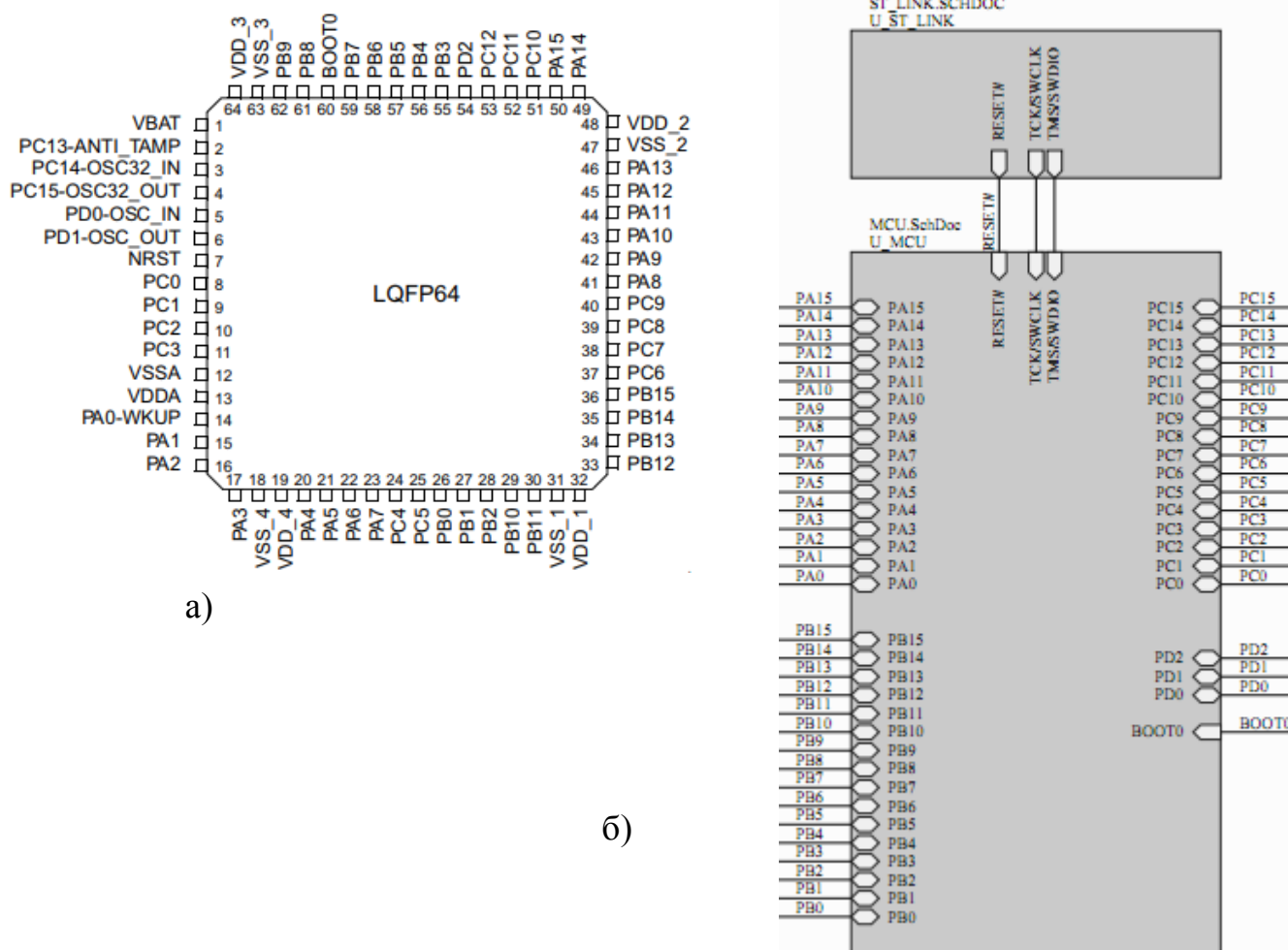


Рисунок 4.9 – Электронная схема микроконтроллера STM32F100 и отладочной платы STM32 Discovery

В таблице 11 представлена информация об используемых в работе гидросхемы портах ввода и вывода отладочной платы и выполняемых ими функциях.

Таблица 11 – Использование портов отладочной платы в работе гидропривода

Порт	Характеристика	Выполняемая функция	Сигнал
PC6	выход	Управляющий сигнал на включение электромагнита 1 распределителя	цифровой
PC7	выход	Управляющий сигнал на включение электромагнита 2 распределителя	цифровой
PC0	вход	Мониторинг состояния и работы электромагнита 1 распределителя	аналоговый
PC1	вход	Мониторинг состояния и работы электромагнита 1 распределителя	аналоговый
PC2	выход	Управляющее воздействие на электромагнит регулятора расхода	аналоговый
PC3	вход	Мониторинг работы и состояния регулятора расхода	аналоговый
PC8	выход	Выдача управляющего сигнала, разрешающего включение приводного электродвигателя	цифровой
GND: 1 (P1, P2), 28 (P1, P2)	заземление	Заземление электромагнитных частей регулятора расхода и распределителя	цифровой

Кроме того, при необходимости на данный контроллер могут подаваться сигналы датчиков обратной связи, хода штока, скорости штока и др.

#### 4.4.9. Выбор гидроаккумулятора

В ходе работы насоса наблюдаются пульсации расхода и в напорной линии, связанные с характером работы объёмных насосов. Для сглаживания и амортизации данных пульсаций в качестве основного источника питания в схеме используется гидропневматический аккумулятор.

4  
1 533 414 011  
20+5 HM  
USIT ©  
1 530 251 001

2  
3  
1  
5

- 31



Мембранные аккумуляторы состоят из стального резервуара высокого давления (1), который, как правило, имеет круглую или цилиндрическую форму. В качестве разделительного элемента внутри аккумулятора находится мембрана (2) из эластичного валкособного материала (эластомера) с запорной головкой (3) и резьбовой заглушкой (4).

При расчете параметров аккумулятора важно учитывать следующие параметры:

- $p_0$  – давление газового подпора при комнатной температуре и при пустой камере для жидкости
- $p_{0T}$  – давление газового подпора при рабочей температуре
- $p_1$  – минимальное избыточное рабочее давление
- $p_2$  – максимальное избыточное рабочее давление
- $T_{\text{макс}}$  – максимальная рабочая температура.

В разрабатываемом приводе минимальное избыточное давление определяется величиной рабочего давления в системе с учётом потерь и рассчитанной нагрузки, соответствующей  $p_1 = 144$  бар. Максимальное избыточное давление определяется давлением настройки предохранительного клапана  $p_2 = 210$  бар. Согласно рекомендациям каталога [12, с. 6], давление подпора газа определяется по формуле:

$$p_0 \approx 0.9 * p_1 = 0.9 * 144 = 129.6 \text{ бар} \quad (22)$$

Поскольку функция аккумулятора в приводе предполагает быстрое наполнение и вытеснение жидкости из рабочего объёма, предполагаем эти процессы адиабатическими. При выборе конкретного эффективного объёма аккумулятора воспользуемся расчётными диаграммами для различных величин рабочего давления. На рисунке 4.11 представлены алгоритм определения эффективного объёма аккумулятора по диаграмме (а) и сама диаграмма для выбранного типа аккумуляторов. В соответствии с рассчитанными величинами  $p_1$  и  $p_2$  получаем следующие значения объёмов жидкости для ряда номинальных объёмов (Таблица 12).

Таблица 12 – Объёмы аккумулятора

Номинальный объём $V$ , л	4	6	10	20
$V_1$ , л	0.2	0.4	0.6	1.1
$V_2$ , л	1,1	1,9	3,0	5,5



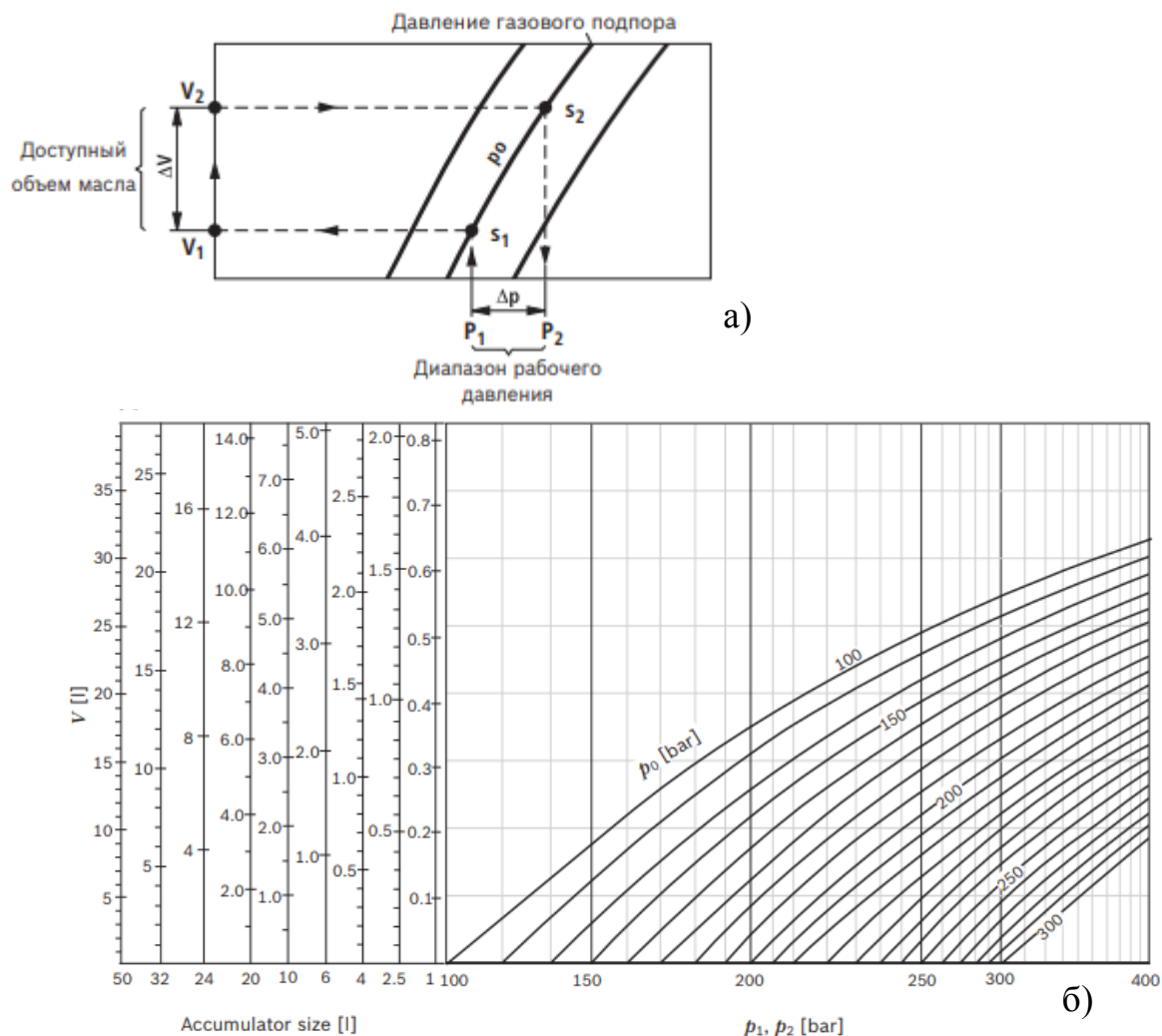


Рисунок 4.11 – Расчётные диаграммы для выбора эффективного объёма гидроаккумулятора

Выбран гидроаккумулятор HAD-10-250-2X/0Z06C-1N111-BA с номинальным объёмом 10 литров. В таблице 13 представлены основные характеристики выбранного аккумулятора.

Таблица 13 – Технические характеристики гидропневоаккумулятора HAD-10-250-2X/0Z06C-1N111-BA

Характеристика	Значение
Номинальный объём, л	10
Максимально допустимый объёмный расход, л/мин	100
Максимально допустимое рабочее давление, бар	330
Максимально допустима амплитуда колебания давления, бар	125
Используемый газ	Азот
Минимальная температура окружающей среды, °C	-15
Максимальная температура окружающей среды, °C	+65
Минимальная температура рабочей жидкости, °C	-15
Максимальная температура рабочей жидкости, °C	+80

#### 4.4.10. Выбор фильтров и обратных клапанов

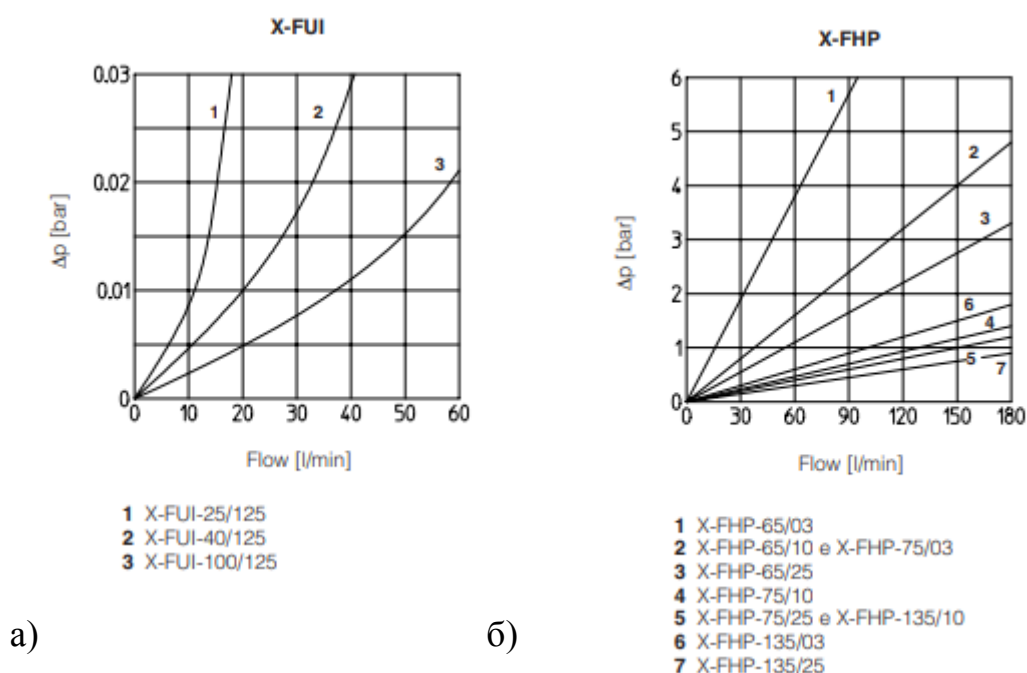
В разрабатываемом приводе обратные клапаны используются в напорной линии для исключения слива рабочей жидкости и в сливной линии для исключения всасывания жидкости из бака. Проходные сечения трубопроводов этих линий – DN6 и DN10 соответственно. Выбраны обратные клапаны типа ADR компании Atos [13] – ADR-06 и ADR-10 соответственно.

При выборе фильтра важно учитывать его расположение в гидросистеме. В разрабатываемом приводе фильтры устанавливаются в напорной и всасывающей линиях. Фильтры всасывающей линии, как правило, представляют собой металлическую сетку и не рассчитаны на тонкую фильтрацию. Основным с точки зрения защиты системы от твёрдых частиц является фильтр Ф2 напорной линии. К системе не предъявляются жёсткие требования по размерам частиц в рабочей жидкости. Выбрана чистота фильтрации 25 мкм.

В качестве фильтров выбираются устройства компании Atos [14]:

- во всасывающей линии X-FUI-40/125/VE
- в напорной линии X-FHP-65/25/VE

На рисунке 4.12 изображены графики потерь давления на всасывающем (а) и напорном (б) фильтрах.



В таблице 14 представлены технические характеристики выбранных фильтроэлементов.

Таблица 14 – Технические характеристики фильтроэлементов

Характеристика	X-FUI-40/125/VE	X-FHP-65/25/VE
Тонкость фильтрации, мкм	90	25
DN	10	6
Максимально допустимый расход, л/мин	70	55
Максимальный перепад давления, бар	1	20
Максимальное входное давление, бар	-	420

#### 4.4.11. Выбор теплообменника и рабочей жидкости

Условия работы проектируемого гидропривода – заводской цех. В соответствии с рекомендациями [15, 16] выбираем индустриальное масло ИГП-30. Данное масло используется в качестве рабочей жидкости гидравлических систем станков, прессов, автоматических линий, для смазывания высокоскоростных коробок передач, мало- и средненагруженных редукторов и червячных передач, вариаторов, электромагнитных и зубчатых муфт, подшипниковых узлов, направляющих качения и скольжения и других механизмов отечественного и импортного промышленного оборудования, где требуются масла с улучшенными антиокислительными и противоизносными свойствами. Масло изготавливаются из минеральных масел глубокой селективной очистки с добавлением сбалансированной композиции присадок.

В таблице 15 представлены технические характеристики выбранной рабочей жидкости.

Таблица 15 – Технические характеристики индустриального масла ИГП-30

	<b>ИГП-18</b>	<b>ИГП-30</b>	<b>ИГП-38</b>
Вязкость кинематическая при 40 °С, мм <sup>2</sup> /с	27,0	44,5	58,8
Индекс вязкости	90	90	90
Температура вспышки в открытом тигле, °С	220	232	238
Температура застывания, °С	-19	-19	-19
Кислотное число, мг КОН/г	0,7	0,7	0,7
Зольность, %	0,12	0,12	0,12
Плотность, при 20 °С, г/см <sup>3</sup>	0,875	0,884	0,887
Цвет на колориметре ЦНТ, ед. ЦНТ	1,5	1,5	2,5

Тепловые потери мощности гидропривода составляют:

$$\Delta N = N_{\text{пр}} * (1 - \eta_{\text{гп}}) = 2200 * (1 - 0,8) = 440 \text{ Вт} \quad (23)$$

где  $N_{\text{пр}}$  – мощность, подводимая к валу насоса.

Для отвода данной тепловой мощности выберем воздушных теплообменник APL-170 с встроенным вентилятором 1RO92302 [17]. В таблице 16 представлены основные характеристики данного теплообменника. На рисунке 4.13 представлен внешний вид теплообменника.

Таблица 16 – Технические характеристики теплообменника APL-170

Характеристика	Значение
Тип теплообменника	Воздушно-масляный
Потери давления при номинальном расходе, не более, бар	0,2
Максимально допустимый расход, л/мин	40
Питание вентилятора	Постоянный ток
Питающее напряжение, В	12
Объёмный расход воздуха, м <sup>3</sup> /об	400
Диаметр вентилятора, мм	130
Масса, кг	3
Класс защиты	IP 65



Рисунок 4.13 – Теплообменник APL-170

## 5. Динамический расчёт гидропривода

В ходе реализации рабочего цикла гидропривода время перемещения поршня при выдвижении или задвижении штока может существенно отличаться от рассчитанного в квазистатическом режиме. Это объясняется инерционными свойствами самого поршня, рабочей жидкости, а также наличием гидравлических потерь по длине трубопровода и местных сопротивлений в элементах гидропривода. Для учёта динамические процессы в гидроприводе прежде всего необходимо построить математическую модель процессов, происходящих в нём.

### 5.1. Составление системы уравнений

Расчётная схема представлена на рисунке 5.1.

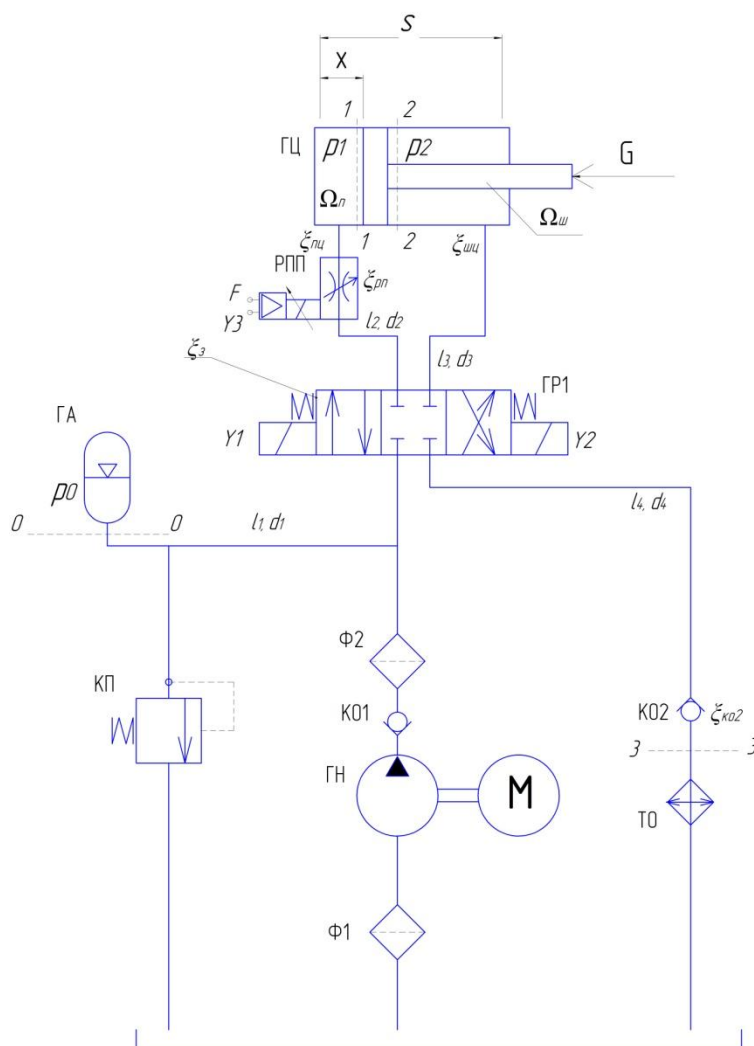


Рисунок 5.1 – Расчётная схема

На основе данной схемы составим систему дифференциальных уравнений, описывающих динамику работы гидропривода. Прежде всего, рассмотрим уравнение движения поршня гидроцилиндра, вытекающее из II закона Ньютона:

$$m * \frac{dv_{\pi}}{dt} = p_1 * \Omega_{\pi} - p_2 * (\Omega_{\pi} - \Omega_{ш}) - G - F_{тр} \quad (24)$$

где  $v_{\pi}$  – скорость перемещения поршня (рассматривается как функция от времени при динамическом расчёте);  $m$  – суммарная масса поршня и штока, равная, с учётом геометрических характеристики поршня и штока, а также плотности материалов, приблизительно 10 кг;  $G$  – нагрузка на штоке гидроцилиндра,  $F_{тр}$  – сила трения, противодействующая перемещению поршня, определяется из условия:

$$F_{тр} = \mu \pi D b (p_1 - p_2) \quad (25)$$

где  $\mu = 0,15$  – коэффициент трения,  $D = 50,2$  мм – диаметр колец поршня,  $b = 7$  мм – суммарная ширина колец.

Раскрывая значение силы трения и преобразуя уравнение (24), получим:

$$m * \frac{dv_{\pi}}{dt} = p_1 * (\Omega_{\pi} - \mu \pi D b) - p_2 * (\Omega_{\pi} - \Omega_{ш} + \mu \pi D b) - G \quad (24')$$

Рассмотрим также уравнение Бернулли для сечений 0-0 и 1-1:

$$\begin{aligned} \frac{p_0}{\gamma} = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_{\pi}^2}{2g} + \lambda_1 * \frac{l_1}{d_1} * \frac{v_1^2}{2g} + \xi_3 * \frac{v_1^2}{2g} + \lambda_2 * \frac{l_2}{d_2} * \frac{v_2^2}{2g} + \xi_{рп} * \frac{v_2^2}{2g} + \xi_{пц} * \frac{v_2^2}{2g} + \frac{l_1}{g} \\ * \frac{dv_1}{dt} + \frac{l_2}{g} * \frac{dv_2}{dt} + \frac{x}{g} * \frac{dv_{\pi}}{dt} \end{aligned} \quad (26)$$

где  $p_0$  – давление источника питания (аккумулятора), соответствует номинальному давлению в системе 16 МПа,  $\lambda_i$  – коэффициент потерь по длине трубопровода,  $\xi_i$  – коэффициент местных гидравлических сопротивлений элементов гидропривода,  $v_i$  – скорость в соответствующем трубопроводе.

Приведём все скорости к скорости поршня  $v_{\pi}$ . Для этого необходимо воспользоваться уравнением неразрывности потока для напорного участка гидропривода:

$$Q_1 = v_1 * \Omega_1 = v_2 * \Omega_2 = v_{\pi} * \Omega_{\pi} \quad (27)$$

Отсюда получим выражения для скоростей жидкости в трубопроводах через скорость поршня:

$$v_1 = v_{\pi} * \frac{\Omega_{\pi}}{\Omega_1} \quad v_2 = v_{\pi} * \frac{\Omega_{\pi}}{\Omega_2}$$

В соответствии с полученными соотношениями представим уравнение 26 в виде:

$$\begin{aligned} \frac{p_0}{\gamma} = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_{\pi}^2}{2g} + \lambda_1 * \frac{l_1}{d_1} * \frac{\Omega_{\pi}^2}{\Omega_1^2} * \frac{v_{\pi}^2}{2g} + \xi_3 * \frac{\Omega_{\pi}^2}{\Omega_1^2} * \frac{v_{\pi}^2}{2g} + \lambda_2 * \frac{l_2}{d_2} * \xi_{\text{пц}} * \frac{v_{\pi}^2}{2g} + (\xi_{\text{пп}} + \xi_{\text{пц}}) \\ * \frac{\Omega_{\pi}^2}{\Omega_2^2} * \frac{v_{\pi}^2}{2g} + \frac{l_1}{g} * \frac{\Omega_{\pi}}{\Omega_1} * \frac{dv_{\pi}}{dt} + \frac{l_2}{g} * \frac{\Omega_{\pi}}{\Omega_2} * \frac{dv_{\pi}}{dt} + \frac{x}{g} * \frac{dv_{\pi}}{dt} \end{aligned}$$

Введем обозначения:

$$(\lambda_1 * \frac{l_1}{d_1} + \xi_3) * \frac{\Omega_{\pi}^2}{\Omega_1^2} + (\lambda_2 * \frac{l_2}{d_2} + \xi_{\text{пп}} + \xi_{\text{пц}}) * \frac{\Omega_{\pi}^2}{\Omega_2^2} + 1 = \xi_{\text{с1}}$$

$$l_1 * \frac{\Omega_{\pi}}{\Omega_1} + l_2 * \frac{\Omega_{\pi}}{\Omega_2} + x = L_1$$

Здесь  $\xi_{\text{с1}}$  – приведённый коэффициент сопротивления,  $L_1$  – приведённая длина напорной части трубопровода. Уравнение (26) может быть записано в виде:

$$\frac{p_0}{\gamma} = \frac{p_1}{\gamma} + \xi_{\text{с1}} * \frac{v_{\pi}^2}{2g} + \frac{L_1}{g} * \frac{dv_{\pi}}{dt} \quad (26')$$

Рассмотрим также уравнение Бернулли для сечений 2-2 и 3-3:

$$\begin{aligned} \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_{\pi}^2}{2g} = \lambda_3 * \frac{l_3}{d_3} * \frac{v_3^2}{2g} + \xi_{\text{шц}} * \frac{v_3^2}{2g} + \xi_3 * \frac{v_3^2}{2g} + \lambda_4 * \frac{l_4}{d_4} * \frac{v_4^2}{2g} + \xi_{\text{ко}} * \frac{v_4^2}{2g} + \frac{l_3}{g} * \frac{dv_3}{dt} \\ + \frac{l_4}{g} * \frac{dv_4}{dt} + \frac{(s-x)}{g} * \frac{dv_{\pi}}{dt} \end{aligned} \quad (28)$$

Приведём все скорости к скорости поршня  $v_{\pi}$ . Для этого необходимо воспользоваться уравнением неразрывности потока для напорного участка гидропривода:

$$Q_1 = v_{\pi} * (\Omega_{\pi} - \Omega_{\text{ш}}) = v_3 * \Omega_3 = v_4 * \Omega_4 \quad (29)$$

Отсюда получим выражения для скоростей жидкости в трубопроводах через скорость поршня:

$$v_3 = v_{\pi} * \frac{(\Omega_{\pi} - \Omega_{\text{ш}})}{\Omega_3} \quad v_4 = v_{\pi} * \frac{(\Omega_{\pi} - \Omega_{\text{ш}})}{\Omega_4}$$

В соответствии с полученными соотношениями представим уравнение 28 в виде:

$$\begin{aligned} \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_{\Pi}^2}{2g} = & \lambda_3 * \frac{l_3}{d_3} * \frac{(\Omega_{\Pi} - \Omega_{\text{ш}})^2}{\Omega_3^2} * \frac{v_{\Pi}^2}{2g} + (\xi_{\text{шц}} + \xi_3) * \frac{(\Omega_{\Pi} - \Omega_{\text{ш}})^2}{\Omega_3^2} * \frac{v_{\Pi}^2}{2g} + \lambda_4 * \frac{l_4}{d_4} \\ & * \frac{(\Omega_{\Pi} - \Omega_{\text{ш}})^2}{\Omega_4^2} * \frac{v_{\Pi}^2}{2g} + \xi_{\text{ко}} * \frac{(\Omega_{\Pi} - \Omega_{\text{ш}})^2}{\Omega_4^2} * \frac{v_{\Pi}^2}{2g} + \frac{l_3}{g} * \frac{(\Omega_{\Pi} - \Omega_{\text{ш}})^2}{\Omega_3^2} * \frac{dv_{\Pi}}{dt} \\ & + \frac{l_4}{g} * \frac{(\Omega_{\Pi} - \Omega_{\text{ш}})^2}{\Omega_4^2} * \frac{dv_{\Pi}}{dt} + \frac{(s-x)}{g} * \frac{dv_{\Pi}}{dt} \end{aligned}$$

Введем обозначения:

$$\begin{aligned} (\lambda_3 * \frac{l_3}{d_3} + \xi_3 + \xi_{\text{шц}}) * \frac{(\Omega_{\Pi} - \Omega_{\text{ш}})^2}{\Omega_3^2} + (\lambda_4 * \frac{l_4}{d_4} + \xi_{\text{ко}}) * \frac{(\Omega_{\Pi} - \Omega_{\text{ш}})^2}{\Omega_4^2} - 1 = \xi_{\text{с2}} \\ l_3 * \frac{\Omega_{\Pi} - \Omega_{\text{ш}}}{\Omega_3} + l_4 * \frac{\Omega_{\Pi} - \Omega_{\text{ш}}}{\Omega_4} + (s-x) = L_2 \end{aligned}$$

Здесь  $\xi_{\text{с2}}$  – приведённый коэффициент сопротивления,  $L_2$  – приведённая длина сливной части трубопровода. Уравнение (28) может быть записано в виде:

$$\frac{p_2}{\gamma} = \xi_{\text{с2}} * \frac{v_{\Pi}^2}{2g} + \frac{L_2}{g} * \frac{dv_{\Pi}}{dt} \quad (28')$$

Таким образом, динамика работы разрабатываемого гидропривода описывается системой дифференциальных уравнений:

$$\left\{ m * \frac{dv_{\Pi}}{dt} = p_1 * (\Omega_{\Pi} - \mu\pi Db) - p_2 * (\Omega_{\Pi} - \Omega_{\text{ш}} + \mu\pi Db) - G \right. \quad (29.1)$$

$$\left\{ \frac{p_0}{\gamma} = \frac{p_1}{\gamma} + \xi_{\text{с1}} * \frac{v_{\Pi}^2}{2g} + \frac{L_1}{g} * \frac{dv_{\Pi}}{dt} \right. \quad (29.2)$$

$$\left\{ \frac{p_2}{\gamma} = \xi_{\text{с2}} * \frac{v_{\Pi}^2}{2g} + \frac{L_2}{g} * \frac{dv_{\Pi}}{dt} \right. \quad (29.3)$$

### 5.1. Аналитическое решение уравнений

В предыдущем разделе была получена система дифференциальных уравнений относительно функции  $v_{\Pi}(t)$ , содержащая три неизвестных:  $p_1$ ,  $p_2$  и  $v_{\Pi}$ . Представим уравнение (29.1) в следующем виде:



$$\frac{1}{g} * \frac{dv_{\Pi}}{dt} = \frac{p_1 * (\Omega_{\Pi} - \mu\pi Db)}{mg} - \frac{p_2 * (\Omega_{\Pi} - \Omega_{\text{ш}} + \mu\pi Db)}{mg} - \frac{G}{mg} \quad (29.1')$$

Из уравнений (29.2) и (29.3) выразим величину давления в сечениях 1-1 и 2-2 (то есть, в полостях гидроцилиндра):

$$p_1 = \gamma * \left( \frac{p_0}{\gamma} - \xi_{C1} * \frac{v_{\Pi}^2}{2g} - \frac{L_1}{g} * \frac{dv_{\Pi}}{dt} \right)$$

$$p_2 = \gamma * \left( \xi_{C2} * \frac{v_{\Pi}^2}{2g} + \frac{L_2}{g} * \frac{dv_{\Pi}}{dt} \right)$$

Затем подставим полученные выражения в уравнение (29.1'):

$$\begin{aligned} \frac{1}{g} * \frac{dv_{\Pi}}{dt} = \frac{1}{mg} * \left( \gamma * \left( \frac{p_0}{\gamma} - \xi_{C1} * \frac{v_{\Pi}^2}{2g} - \frac{L_1}{g} * \frac{dv_{\Pi}}{dt} \right) * (\Omega_{\Pi} - \mu\pi Db) - \frac{1}{mg} * \left( \gamma * \left( \xi_{C2} * \frac{v_{\Pi}^2}{2g} + \frac{L_2}{g} * \frac{dv_{\Pi}}{dt} \right) * (\Omega_{\Pi} - \Omega_{\text{ш}} + \mu\pi Db) - \frac{G}{mg} \right) \right) \end{aligned} \quad (30)$$

Далее необходимо выполнить последовательные преобразования уравнения (30):

$$\begin{aligned} \frac{1}{g} * \frac{dv_{\Pi}}{dt} = \frac{\gamma(\Omega_{\Pi} - \mu\pi Db)}{mg} * \left( \frac{p_0}{\gamma} - \xi_{C1} * \frac{v_{\Pi}^2}{2g} - \frac{L_1}{g} * \frac{dv_{\Pi}}{dt} \right) - \frac{\gamma * (\Omega_{\Pi} - \Omega_{\text{ш}} + \mu\pi Db)}{mg} * \left( \xi_{C2} * \frac{v_{\Pi}^2}{2g} + \frac{L_2}{g} * \frac{dv_{\Pi}}{dt} \right) - \frac{G}{mg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{g} * \frac{dv_{\Pi}}{dt} = & - \frac{\gamma(\Omega_{\Pi} - \mu\pi Db)}{mg} * \xi_{C1} * \frac{v_{\Pi}^2}{2g} - \frac{\gamma(\Omega_{\Pi} - \mu\pi Db)}{mg} * L_1 * \frac{1}{g} * \frac{dv_{\Pi}}{dt} \\ & + \frac{\gamma(\Omega_{\Pi} - \mu\pi Db)}{mg} * \frac{p_0}{\gamma} - \frac{\gamma * (\Omega_{\Pi} - \Omega_{\text{ш}} + \mu\pi Db)}{mg} * \xi_{C2} * \frac{v_{\Pi}^2}{2g} \\ & - \frac{\gamma * (\Omega_{\Pi} - \Omega_{\text{ш}} + \mu\pi Db)}{mg} * L_2 * \frac{1}{g} * \frac{dv_{\Pi}}{dt} - \frac{G}{mg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{g} * \frac{dv_{\Pi}}{dt} = & - \left( \frac{\gamma(\Omega_{\Pi} - \mu\pi Db)}{mg} * \xi_{C1} + \frac{\gamma * (\Omega_{\Pi} - \Omega_{\Pi\Pi} + \mu\pi Db)}{mg} * \xi_{C2} \right) * \frac{v_{\Pi}^2}{2g} \\ & - \left( \frac{\gamma(\Omega_{\Pi} - \mu\pi Db)}{mg} * L_1 * \frac{1}{g} + \frac{\gamma * (\Omega_{\Pi} - \Omega_{\Pi\Pi} + \mu\pi Db)}{mg} * L_2 * \frac{1}{g} \right) * \frac{dv_{\Pi}}{dt} \\ & + \frac{\gamma(\Omega_{\Pi} - \mu\pi Db)}{mg} * \frac{p_0}{\gamma} - \frac{G}{mg} \end{aligned}$$

Введём обозначения:

$$\frac{\gamma(\Omega_{\Pi} - \mu\pi Db)}{mg} = A \quad \frac{\gamma * (\Omega_{\Pi} - \Omega_{\Pi\Pi} + \mu\pi Db)}{mg} = B$$

$$A * \xi_{C1} + B * \xi_{C2} = \xi_C$$

В соответствии с введёнными обозначениями уравнение (30) примет вид:

$$\frac{1}{g} * \frac{dv_{\Pi}}{dt} = -\xi_C * \frac{v_{\Pi}^2}{2g} - \left( A * L_1 * \frac{1}{g} + B * L_2 * \frac{1}{g} \right) * \frac{dv_{\Pi}}{dt} + A * \frac{p_0}{\gamma} - \frac{G}{mg}$$

Введём также обозначение:

$$1 + A * L_1 + B * L_2 = L$$

Окончательно получим дифференциальное уравнение (30'), описывающее движение поршня гидроцилиндра:

$$\frac{L}{g} * \frac{dv_{\Pi}}{dt} = A * \frac{p_0}{\gamma} - \xi_C * \frac{v_{\Pi}^2}{2g} - \frac{G}{mg} \quad (30')$$

При идеализированном квазистатическом процессе перемещения поршня его скорость равна установившейся скорости ( $v_{\Pi} = v_{\Pi 0}$ ) на всей протяжённости хода штока. В таком случае изменения скорости поршня во времени не происходит, и данный процесс описывается следующим уравнением:

$$A * \frac{p_0}{\gamma} - \xi_C * \frac{v_{\Pi 0}^2}{2g} - \frac{G}{mg} = 0 \quad (31)$$

$$\xi_C * \frac{v_{\Pi 0}^2}{2g} = A * \frac{p_0}{\gamma} - \frac{G}{mg}$$

Отсюда выразим приведённый коэффициент местных сопротивлений:

$$\xi_c = \frac{2g}{v_{\pi 0}^2} * \left( A * \frac{p_0}{\gamma} - \frac{G}{mg} \right)$$

Подставим полученное значение в уравнение (30’):

$$\frac{L}{g} * \frac{dv_{\pi}}{dt} = \left( A * \frac{p_0}{\gamma} - \frac{G}{mg} \right) - \frac{2g}{v_{\pi 0}^2} * \left( A * \frac{p_0}{\gamma} - \frac{G}{mg} \right) * \frac{v_{\pi}^2}{2g}$$

Введём обозначение:

$$A * \frac{p_0}{\gamma} - \frac{G}{mg} = H$$

В таком случае после преобразований получим следующее уравнение:

$$\begin{aligned} \frac{L}{g} * \frac{dv_{\pi}}{dt} &= H - \frac{v_{\pi}^2}{v_{\pi 0}^2} * H \\ \frac{L}{g} * \frac{dv_{\pi}}{dt} &= H * \left( 1 - \frac{v_{\pi}^2}{v_{\pi 0}^2} \right) \\ \frac{L}{g} * \frac{dv_{\pi}}{dt} &= H * \left( \frac{v_{\pi 0}^2 - v_{\pi}^2}{v_{\pi 0}^2} \right) \end{aligned} \quad (32)$$

Разделим переменные и решим дифференциальное уравнение относительно время:

$$dt = \frac{L * v_{\pi 0}^2}{gH * (v_{\pi 0}^2 - v_{\pi}^2)} * dv_{\pi}$$

В качестве начальных условий примем  $t = 0$ ;  $v_{\pi} = 0$ . В таком случае получим зависимость:

$$t = \frac{L * v_{\pi 0}}{2gH} * \ln \left( \frac{v_{\pi 0} + v_{\pi}}{v_{\pi 0} - v_{\pi}} \right) \quad (33)$$

Введём обозначение:

$$\frac{L * v_{\pi 0}}{2gH} = T$$

С другой стороны, решая ДУ относительно  $v_{\pi}$ , получим:

$$v_{\pi} = v_{\pi 0} \frac{(e^{\frac{t}{T}} - 1)}{(e^{\frac{t}{T}} + 1)} \quad (34)$$

Соотношение фактической и установившейся скоростей из уравнения (34) подставим в уравнение (32):

$$\frac{dv_{\Pi}}{dt} = \frac{gH}{L} * \left( 1 - \left( \frac{e^{\frac{t}{T}} - 1}{e^{\frac{t}{T}} + 1} \right)^2 \right) \quad (32')$$

Заметим, что при  $t = 0$  ускорение поршня максимально:

$$\frac{dv_{\Pi}}{dt} = \frac{gH}{L}$$

При  $t \rightarrow \infty$  ускорение поршня равно 0, и скорость  $v_{\Pi} \rightarrow v_{\Pi 0}$ .

Перепишем уравнение (34) в следующем виде:

$$\frac{dx}{dt} = v_{\Pi 0} \frac{(e^{\frac{t}{T}} - 1)}{(e^{\frac{t}{T}} + 1)} \quad (34')$$

Разделим переменные и решим данное дифференциальное уравнение:

$$dx = v_{\Pi 0} \frac{(e^{\frac{t}{T}} - 1)}{(e^{\frac{t}{T}} + 1)} dt$$

$$x = v_{\Pi 0} * t - 2 * v_{\Pi 0} * T * \ln \frac{2e^{\frac{t}{T}}}{e^{\frac{t}{T}} + 1} \quad (35)$$

Подставим в уравнение (35) вместо переменной  $x$  конкретное значение хода штока  $s$ , а вместо переменной  $t$  – соответствующее ему значение реально затраченного времени перемещения поршня  $t_k$ :

$$s = v_{\Pi 0} * t_k - 2 * v_{\Pi 0} * T * \ln \frac{2e^{\frac{t_k}{T}}}{e^{\frac{t_k}{T}} + 1}$$

Разделив обе части данного уравнения на величину установившейся скорости движения поршня  $v_{\Pi 0}$  получим выражение для времени перемещения поршня при идеализированном квазистатическом перемещении с постоянной установившейся скоростью  $t_0$ :

$$t_0 = t_k - 2 * T * \ln \frac{2e^{\frac{t_k}{T}}}{e^{\frac{t_k}{T}} + 1} \quad (36)$$

Из уравнения (36) выразим величину реально затраченного времени  $t_k$ :

$$t_k = t_0 + 2 * T * \ln \left( 1 + \sqrt{1 - \frac{1}{e^{\frac{t_0}{T}}}} \right) \quad (36')$$

Таким образом, получим разницу между и фактически затраченным временем на осуществление поршнем гидроцилиндра перемещения  $s$  и теоретическим временем при условии квазистатического перемещения штока с постоянной установившейся скоростью:

$$t_\alpha = t_k - t_0 = 2 * T * \ln \left( 1 + \sqrt{1 - \frac{1}{e^{\frac{t_0}{T}}}} \right) \quad (37)$$

В соответствии с циклограммой, рассматриваемые временные промежутки перемещения поршня (теоретическое время перемещения без учёта инерционных свойств) на двух участках выдвижения и участке втягивания составляют 20, 10 и 15 секунд соответственно. Для расчёта времени задержки реализации стадии цикла необходимо рассчитать величину  $T$ :

$$T = \frac{L * v_{п0}}{2gH} \quad (38)$$

Найдём введённые величины, входящие в состав  $T$ .

Установившаяся скорость движения поршня определяется выражением:

$$v_{п0} = \frac{s}{t_0} \quad (39)$$

Соответственно, для трёх участков циклограммы получаем:

$$v_{п0}^{(1)} = \frac{0,5}{20} = 0,025 \text{ м/с}$$

$$v_{п0}^{(1)} = \frac{0,5}{10} = 0,05 \text{ м/с}$$

$$v_{п0}^{(1)} = \frac{1}{15} = 0,067 \text{ м/с}$$

$$L = 1 + A * L_1 + B * L_2 \quad (40)$$

$$L_1 = l_1 * \frac{\Omega_{\text{п}}}{\Omega_1} + l_2 * \frac{\Omega_{\text{п}}}{\Omega_2} + x \quad (41)$$

$$L_2 = l_3 * \frac{\Omega_{\text{п}} - \Omega_{\text{ш}}}{\Omega_3} + l_4 * \frac{\Omega_{\text{п}} - \Omega_{\text{ш}}}{\Omega_4} + (s - x) \quad (42)$$

Зададимся величинами реальных длин трубопроводов. Трубопроводы между источником питания и распределителем, а также между распределителем и сливом имеют длины  $l_1 = l_4 = 5$  м, трубопроводы между исполнительным элементом и распределителем имеют длины  $l_2 = l_3 = 4$  м. Из раздела 4.1 получим величины площадей гидроцилиндра:

- площадь поршня  $\Omega_{\text{п}} = 19,626 * 10^{-4} \text{ м}^2$

- разность площадей поршня и штока  $\Omega_{\text{п}} - \Omega_{\text{ш}} = 9,45 * 10^{-4} \text{ м}^2$

Площади проходного сечения трубопроводов:

- для напорных линий ( $l_1, l_2, l_3$ ):

$$\Omega_1 = \Omega_2 = \Omega_3 = \frac{\pi * d^2}{4} = 3.14 * 36 * \frac{10^{-6}}{4} = 28.26 * 10^{-6} \text{ м}^2$$

$$\Omega_4 = \frac{3,14 * 10^{-4}}{4} = 78.5 * 10^{-6} \text{ м}^2$$

Таким образом, подставляя в выражения (41) и (42) рассмотренные величины и перемещения штока, получим:

$$L_1^{(1)} = 5 * \frac{19,626 * 10^{-4}}{28.26 * 10^{-6}} + 4 * \frac{19,626 * 10^{-4}}{28.26 * 10^{-6}} + 0,5 = 9 * 69.45 + 0,5 = 625.55 \text{ м}$$

$$L_1^{(2)} = 5 * \frac{19,626 * 10^{-4}}{28.26 * 10^{-6}} + 4 * \frac{19,626 * 10^{-4}}{28.26 * 10^{-6}} + 1 = 626,05 \text{ м}$$

$$L_1^{(3)} = 5 * \frac{19,626 * 10^{-4}}{28.26 * 10^{-6}} + 4 * \frac{19,626 * 10^{-4}}{28.26 * 10^{-6}} + 0 = 625.05 \text{ м}$$

$$L_2^{(1)} = 4 * \frac{9,45 * 10^{-4}}{28.26 * 10^{-6}} + 5 * \frac{9,45 * 10^{-4}}{78.5 * 10^{-6}} + 0,5 = 9 * 12.04 + 0.5 = 108.86 \text{ м}$$

$$L_2^{(2)} = 4 * \frac{9,45 * 10^{-4}}{28.26 * 10^{-6}} + 5 * \frac{9,45 * 10^{-4}}{78.5 * 10^{-6}} + 0 = 108,36 \text{ м}$$

$$L_2^{(3)} = 4 * \frac{9,45 * 10^{-4}}{28.26 * 10^{-6}} + 5 * \frac{9,45 * 10^{-4}}{78.5 * 10^{-6}} + 1 = 109,36 \text{ м}$$

$$A = \frac{\gamma(\Omega_{\pi} - \mu\pi Db)}{mg} \quad (43)$$

где  $\gamma = \rho * g = 884 * 9.8 = 8663.2 \text{ кг/м}^2 * \text{с}^2$ ;

$\mu = 0,15$  – коэффициент трения поршневых уплотнений;

$D = 50,2 \text{ мм} = 5,02 * 10^{-2} \text{ м}$  – диаметр поршневых уплотнительных колец;

$b = 7 \text{ мм} = 7 * 10^{-3} \text{ м}$  – общая ширина поршневых уплотнительных колец.

Таким образом, по формуле (43), величина  $A$  составит:

$$\begin{aligned} A &= \frac{8663,2 * (19,626 * 10^{-4} - 0,15 * 3,14 * 5,02 * 10^{-2} * 7 * 10^{-3})}{10 * 9,8} \\ &= 88,4 * (19,626 - 1,655) * 10^{-4} = 0,159 \end{aligned}$$

$$B = \frac{\gamma * (\Omega_{\pi} - \Omega_{ш} + \mu\pi Db)}{mg} \quad (44)$$

С учётом найденных величин получим:

$$\begin{aligned} B &= \frac{8663,2 * (9,45 * 10^{-4} + 0,15 * 3,14 * 5,02 * 10^{-2} * 7 * 10^{-3})}{10 * 9,8} \\ &= 88,4 * (9,45 - 1,655) * 10^{-4} = 0,069 \end{aligned}$$

Все неизвестные величины, входящие в формулу (40), найдены, найдём теперь значение полной приведённой длины трубопровода  $L$ :

$$L^{(1)} = 1 + 0,159 * 625,55 + 0,069 * 108,86 = 1 + 99,462 + 7,511 = 107,973$$

$$L^{(2)} = 1 + 0,159 * 626,05 + 0,069 * 108,36 = 1 + 99,542 + 7,477 = 108,019$$

$$L^{(3)} = 1 + 0,159 * 625,05 + 0,069 * 109,36 = 1 + 99,383 + 7,546 = 107,929$$

Найдём величину  $H$ :

$$H = A * \frac{p_0}{\gamma} - \frac{G}{mg} \quad (44)$$

Подставив рассчитанные выше значения, получим:

$$H = \frac{0,159 * 16 * 10^6}{8663,2} - \frac{10^4}{10 * 9,8} = 294 - 102 = 192$$

Подставив в формулу (38) рассчитанные параметры, получим величину Т:

$$T^{(1)} = \frac{107.973 * 0.025}{2 * 9.8 * 192} = 0.717 * 10^{-3}$$

$$T^{(2)} = \frac{108.019 * 0.05}{2 * 9.8 * 192} = 1.435 * 10^{-3}$$

$$T^{(3)} = \frac{107.929 * 0.067}{2 * 9.8 * 192} = 1.922 * 10^{-3}$$

Получим задержку времени отработки циклограммы:

$$\begin{aligned} t_{\alpha}^{(1)} &= 2 * 0,717 * 10^{-3} * \ln \left( 1 + \sqrt{1 - \frac{1}{\frac{20}{e^{0,717 * 10^{-3}}}}} \right) = \\ &= 1.434 * 10^{-3} * \ln \left( 1 + \sqrt{1 - \frac{1}{e^{27894}}} \right) \approx 1.434 * 10^{-3} * \ln(2) = \\ &= 1.434 * 0.693 * 10^{-3} = 0.994 * 10^{-3} \text{ c} \end{aligned}$$

Из анализа данного уравнения видно, что подкоренная составляющая логарифма при величинах Т порядка 0,001 стремится к единице, следовательно, логарифмическая составляющая времени задержки составляет приблизительно  $\ln(2) \approx 0.693$ . Рассчитаем временную задержку для второго участка выдвижения штока и участка втягивания штока.

$$t_{\alpha}^{(2)} = 2 * 1,435 * 10^{-3} * \ln(2) = 2,87 * 0,693 * 10^{-3} = 1,989 * 10^{-3} \text{ c}$$

$$t_{\alpha}^{(3)} = 2 * 1,922 * 10^{-3} * \ln(2) = 3,844 * 0,693 * 10^{-3} = 2,664 * 10^{-3} \text{ c}$$

Таким образом, в результате динамического расчёта получили величину инерционной задержки отработки рабочим органом гидропривода стадий циклограммы. Она составила:

- для первого промежутка выдвижения штока 0,994 мс;
- для второго промежутка выдвижения штока 1,989 мс;
- для промежутка втягивания штока 2,664 мс.

Наконец, рассчитаем изменение давления в полостях гидроцилиндра в ходе работы привода. Из уравнения (29.2) выразим:



$$\frac{p_1}{\gamma} = \frac{p_0}{\gamma} - \xi_{c1} * \frac{v_{\Pi}^2}{2g} - \frac{L_1}{g} * \frac{dv_{\Pi}}{dt}$$

Подставим в полученную зависимость из уравнения (34) соотношения для реальной скорости поршня:

$$\frac{p_1}{\gamma} = \frac{p_0}{\gamma} - \xi_{c1} * \frac{v_{\Pi 0}^2}{2g} * \left( \frac{e^{\frac{t}{T}} - 1}{e^{\frac{t}{T}} + 1} \right)^2 - \frac{L_1 * H}{L} * \left( 1 - \left( \frac{e^{\frac{t}{T}} - 1}{e^{\frac{t}{T}} + 1} \right)^2 \right) \quad (45)$$

В начальный момент времени ( $t = 0$ ) уравнение (45) примет вид:

$$\left( \frac{p_1}{\gamma} \right)_{t=0} = \frac{p_0}{\gamma} - \frac{L_1 * H}{L} = \frac{16 * 10^6}{8663.2} - \frac{625.55 * 192}{107.973} = 1.86 * 10^3 - 1.11 * 10^3 = 0.75 * 10^3$$

$$(p_1)_{t=0} = 0.75 * 10^3 * 8663.2 = 6.5 * 10^6 \text{ Па}$$

При установившемся движении поршня ( $t \rightarrow \infty$ ) уравнение (45) примет вид:

$$\left( \frac{p_1}{\gamma} \right)_{t \rightarrow \infty} = \frac{p_0}{\gamma} - \xi_{c1} * \frac{v_{\Pi 0}^2}{2g}$$

Величина приведённого сопротивления напорного трубопровода:

$$\xi_{c1} = (\lambda_1 * \frac{l_1}{d_1} + \xi_3) * \frac{\Omega_{\Pi}^2}{\Omega_1^2} + (\lambda_2 * \frac{l_2}{d_2} + \xi_{rp} + \xi_{пц}) * \frac{\Omega_{\Pi}^2}{\Omega_2^2} + 1$$

где  $\lambda_{1,2}$  – коэффициент потерь по длине трубопроводов 1, 2;

$\xi_3 = 9$  - коэффициент местного сопротивления в золотнике;

$\xi_{rp} = 45$  - коэффициент местного сопротивления в регуляторе потока;

$\xi_{пц} = 1$  - коэффициент местного сопротивления на входе в цилиндр;

Величины коэффициентов местных потерь в гидроустройствах рассчитаны из соотношения:

$$\Delta p = \xi * \frac{\gamma}{2g} v^2$$

Потери давления на элементах гидроаппаратуры получены из соответствующих каталогов.

Трубопроводы подобраны исходя из условий ламинарного течения жидкости. В таком случае коэффициенты потерь по длине трубопровода рассчитываются как коэффициенты Дарси:

$$\lambda = \frac{Re}{64}$$

Тогда для напорных трубопроводов:

$$\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = 0,038$$

Для сливного трубопровода:

$$\lambda_4 = 0,058$$

В таком случае величина приведённого сопротивления напорного трубопровода составит:

$$\begin{aligned} \xi_{c1} &= \left(0,038 * \frac{5}{6 * 10^{-3}} + 9\right) * \frac{385.14 * 10^{-8}}{0.0799 * 10^{-8}} + \left(0.038 * \frac{4}{6 * 10^{-3}} + 45 + 1\right) \\ &\quad * \frac{385.14 * 10^{-8}}{0.0799 * 10^{-8}} + 1 = 40,67 * 4818,52 + 71,33 * 4818,52 + 1 \\ &= 195969,2 + 343705 + 1 = 539675,2 \approx 5,397 * 10^5 \end{aligned}$$

Таким образом, с учётом полученных величин, давление в поршневой полости гидроцилиндра при установившемся движении поршня составит:

$$\begin{aligned} p_1 &= 16 * 10^6 - 8663.2 * 5.397 * 10^5 * \frac{625 * 10^{-6}}{19.6} = 16 * 10^6 - 0.149 * 10^6 \\ &= 15.851 * 10^6 \text{ Па} \end{aligned}$$

Из уравнения (29.2) выразим:

$$\frac{p_2}{\gamma} = \xi_{c2} * \frac{v_{\Pi}^2}{2g} + \frac{L_2}{g} * \frac{dv_{\Pi}}{dt}$$

Подставим в полученную зависимость из уравнения (34) соотношения для реальной скорости поршня:

$$\frac{p_2}{\gamma} = \xi_{c2} * \frac{v_{\Pi 0}^2}{2g} * \left(\frac{e^{\frac{t}{T}} - 1}{e^{\frac{t}{T}} + 1}\right)^2 + \frac{L_2 * H}{L} * \left(1 - \left(\frac{e^{\frac{t}{T}} - 1}{e^{\frac{t}{T}} + 1}\right)^2\right) \quad (46)$$

В начальный момент времени ( $t = 0$ ) уравнение (46) примет вид:

$$\left(\frac{p_2}{\gamma}\right)_{t=0} = \frac{L_2 * H}{L} = \frac{108.86 * 192}{107.973} = 193.58$$

$$(p_2)_{t=0} = 193.58 * 8663.2 = 1.68 * 10^6 \text{ Па}$$

При установившемся движении поршня ( $t \rightarrow \infty$ ) уравнение (46) примет вид:

$$\left(\frac{p_2}{\gamma}\right)_{t \rightarrow \infty} = \xi_{C2} * \frac{v_{п0}^2}{2g}$$

Величина приведённого сопротивления сливного трубопровода:

$$\xi_{C2} = (\lambda_3 * \frac{l_3}{d_3} + \xi_3 + \xi_{шц}) * \frac{(\Omega_{п} - \Omega_{ш})^2}{\Omega_3^2} + (\lambda_4 * \frac{l_4}{d_4} + \xi_{ко}) * \frac{(\Omega_{п} - \Omega_{ш})^2}{\Omega_4^2} - 1$$

где  $\lambda_{3,4}$  – коэффициент потерь по длине трубопроводов 3, 4;

$\xi_3 = 9$  - коэффициент местного сопротивления в золотнике;

$\xi_{ко} = 3,17$  - коэффициент местного сопротивления в обратном клапане;

$\xi_{шц} = 0,5$  - коэффициент местного сопротивления на выходе из цилиндра;

Величины коэффициентов местных потерь в гидроустройствах рассчитаны аналогично предыдущему варианту.

В таком случае величина приведённого сопротивления сливного трубопровода составит:

$$\begin{aligned} \xi_{C2} &= \left(0.038 * \frac{4}{6 * 10^{-3}} + 9 + 0,5\right) * \frac{89.3025 * 10^{-8}}{0.0799 * 10^{-8}} + \left(0.058 * \frac{5}{10 * 10^{-3}} + 3,17\right) \\ &\quad * \frac{89.3025 * 10^{-8}}{0.616 * 10^{-8}} - 1 = 34,833 * 1117,68 + 32,17 * 144,97 - 1 \\ &= 38932,15 + 4663,68 - 1 = 43594,83 \end{aligned}$$

Таким образом, с учётом полученных величин, давление в штоковой полости гидроцилиндра при установившемся движении поршня составит:

$$p_2 = 8663.2 * 0,436 * 10^5 * \frac{625 * 10^{-6}}{19.6} = 0.012 * 10^6 \text{ Па}$$

## 5.2. Программное решение уравнений

Для проверки аналитического решения дифференциального уравнения движения поршня гидроцилиндра используем вычислительную программу Mathcad 15. Прежде всего, необходимо задать величины известных числовых параметров уравнения. На рисунке 5.2 представлен снимок экрана программы Mathcad 15 с заданными значениями параметров (рассматривается для первого случая – выдвижения штока на 0,5 м). Величины  $t_0$ ,  $v_0$  – начальные условия для интегрирования дифференциального уравнения,  $t_1$  – конечная точка интервала решения ДУ программой по методу Рунге-Кутты.

$$\begin{array}{llll}
 L := 107.973 & p_0 := 16 \cdot 10^6 & m := 10 & v_u := 0.025 \\
 \gamma := 8663.2 & A := 0.159 & a := p_0 \cdot \frac{A}{\gamma} & b := \frac{-F}{g \cdot m} \\
 g := 9.807 & F := 10^4 & h := a + b & \\
 & & t_0 := 0 & v_0 := 0 \quad t_1 := 20
 \end{array}$$

Рисунок 5.2 – Числовые параметры системы

Составим дифференциальное уравнение движения поршня гидроцилиндра в программе Mathcad. Для решения ДУ используется метод численного интегрирования, реализуемый при помощи функции Odesolve. На рисунке 5.3 представлена запись ДУ и его решения при помощи данной функции.

$$\begin{array}{l}
 \text{Given} \\
 \frac{d}{dt} v(t) = g \cdot \frac{h}{L} \cdot \left( 1 - \frac{v(t)^2}{v_u^2} \right) \\
 v(t_0) = v_0 \\
 v := \text{Odesolve}(t, t_1)
 \end{array}$$

Рисунок 5.3 – Запись дифференциального уравнения

Особенность решения дифференциальных уравнений при помощи компьютерных вычислительных программ состоит в том, что решение получается не аналитически, а приближённо, по методам вычислительной математики.

Решения в конкретных точках могут быть получены простой записью вида  $v(C) = V$ . Полное решение удобнее всего представить в виде графика. Рассмотрим решение дифференциального уравнения на интервале от 0 до 22 секунд. Оно представлено на рисунке 5.3а. На рисунке 5.3б представлен фрагмент графика функции  $v(t)$  в интервале времени до 0,1 секунд, на котором отчётливо виден переходный динамический процесс выхода скорости на установившийся уровень.

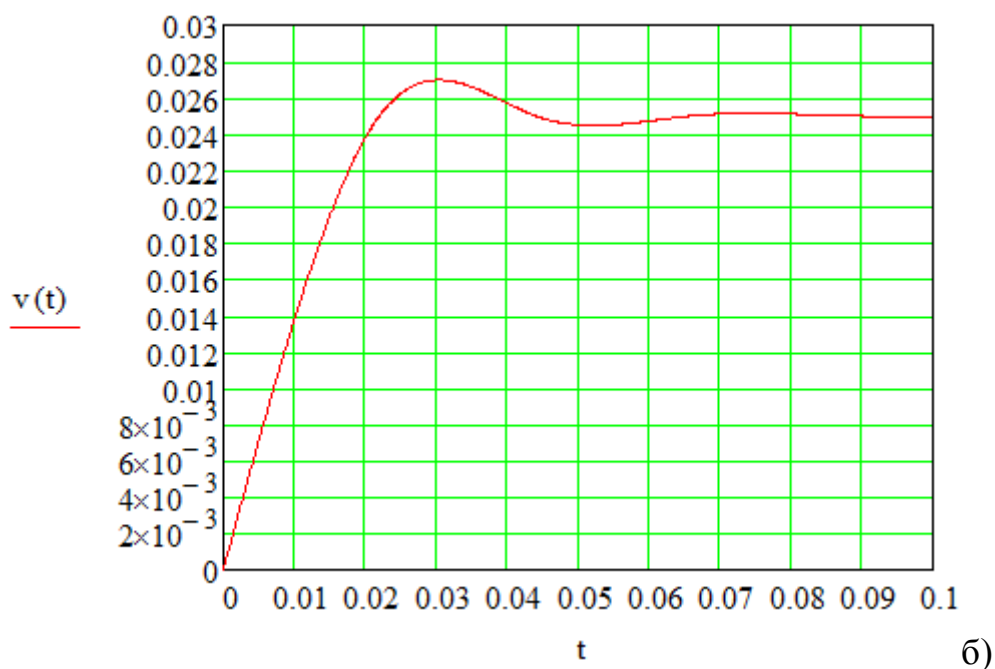
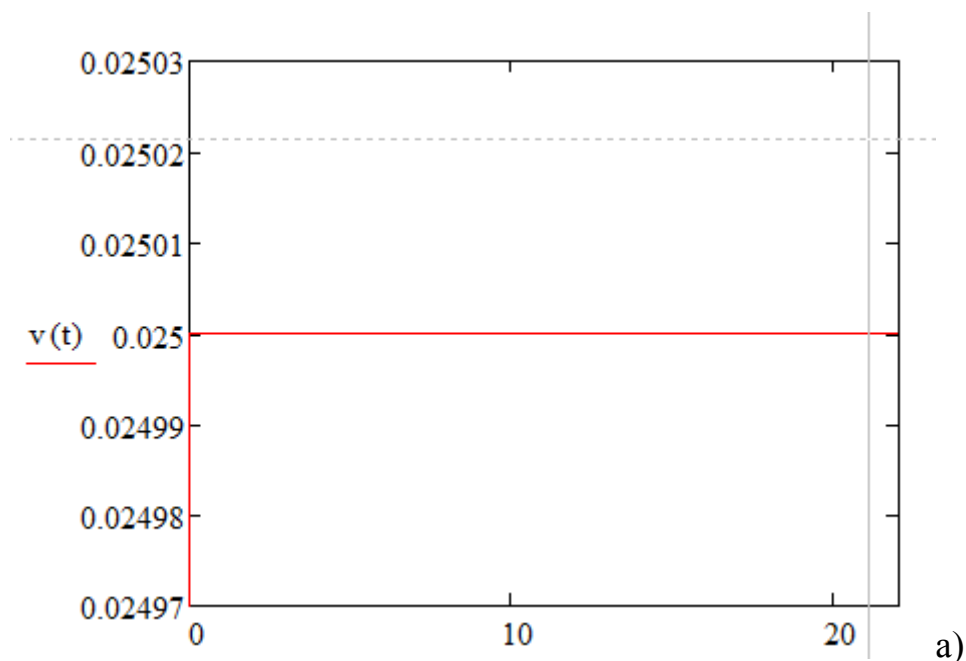


Рисунок 5.3 – График зависимости скорости перемещения поршня гидроцилиндра от времени работы привода

Для нахождения зависимости перемещения поршня от времени работы привода необходимо преобразовать ДУ, составленное для скорости в соответствие с законами кинематики движения. На рисунке 5.4 представлено ДУ перемещения поршня гидроцилиндра, записанное в программе.

Given

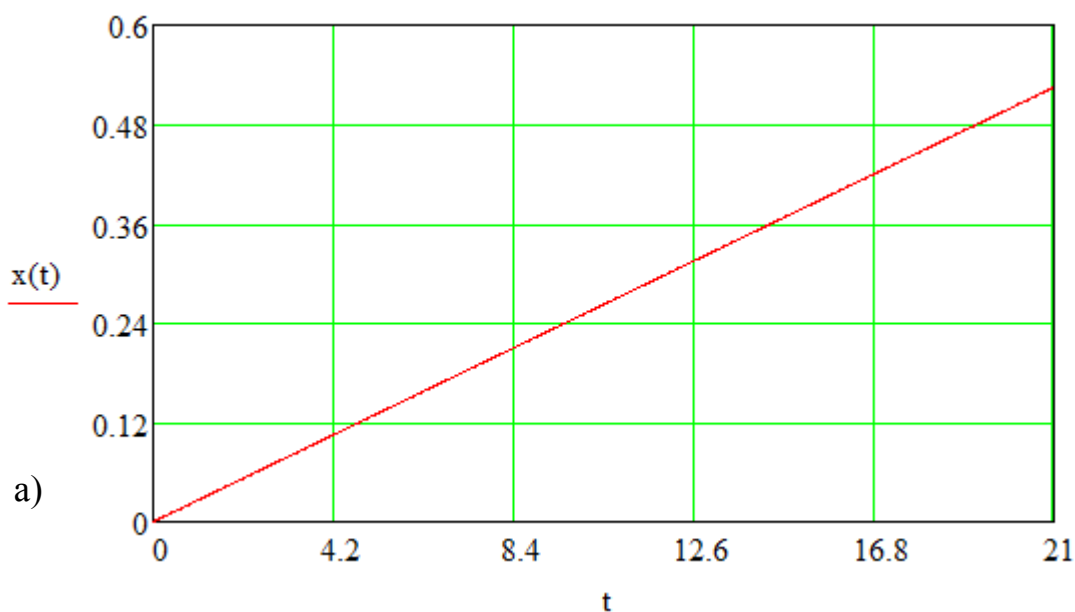
$$\frac{L}{g} \cdot x''(t) = h - \frac{h}{vu^2} \cdot x'(t)^2$$

$$x(0) = 0 \quad x'(0) = 0$$

x := Odesolve(t,21)

Рисунок 5.4 – ДУ перемещения поршня гидроцилиндра

Решение данного уравнения представлено на рисунке 5.5. На рисунке (а) представлено общее решения на всём интервале интегрирования. Оно не даёт возможности наблюдать динамический переходный процесс и сделать вывод о «запаздывании» штока гидроцилиндра относительно статического расчёта из-за инерционных свойств поршня со штоком. На рисунке (б) представлен график решения данного ДУ на интервале времени от 0 до 0,002 с. На рисунке можно видеть нелинейное нарастание значения перемещения в период времени, соответствующий переходному процессу скорости штока. Наконец, на рисунке (в) представлен график решения данного ДУ на интервале времени от 19.99 до 20.01, позволяющий наблюдать фактическое запаздывание штока гидроцилиндра относительно статического расчёта по циклограмме. График перемещения достигает значения 0,5 приблизительно через 1 миллисекунду после расчётного – 20 с.



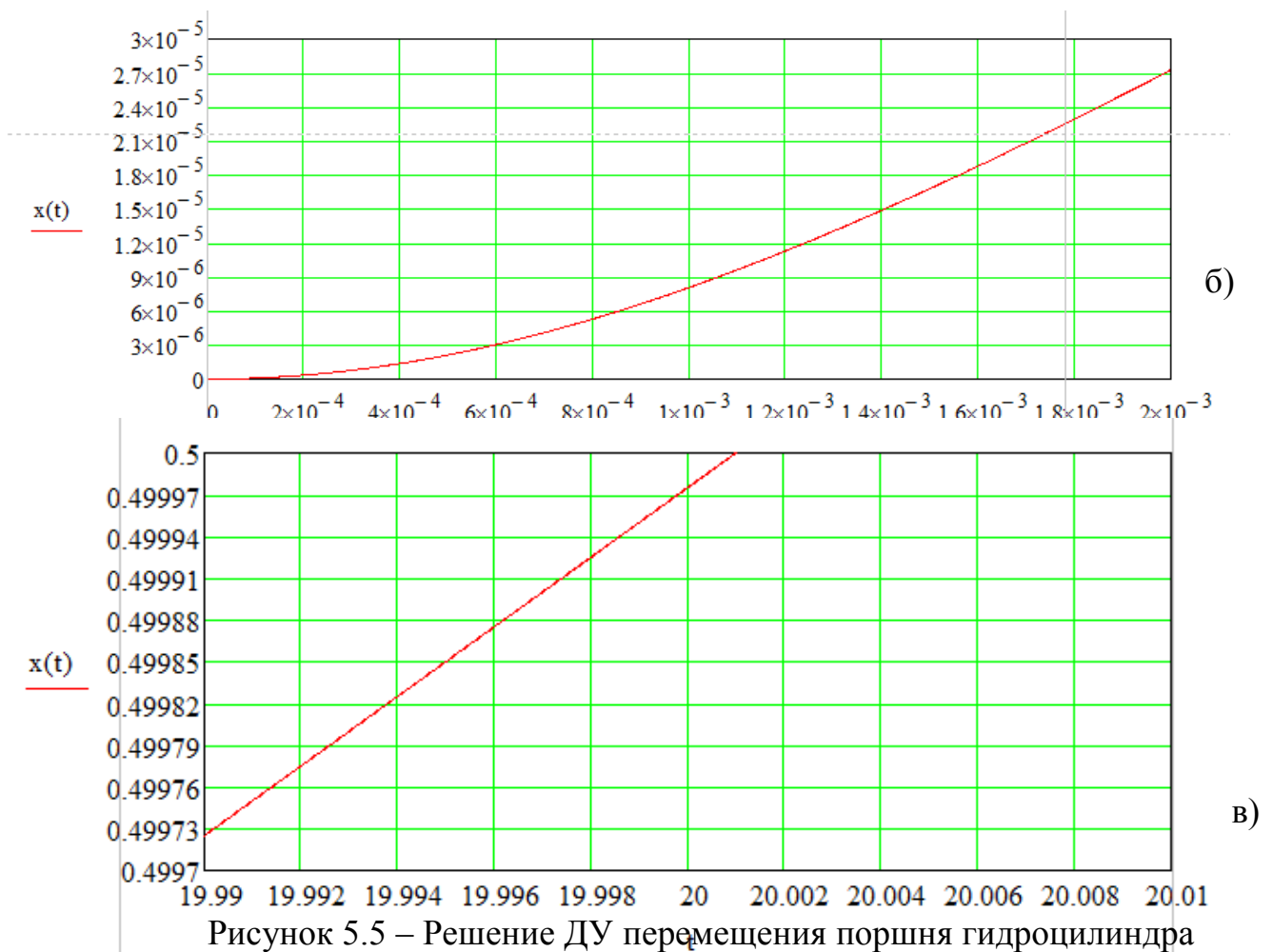


Рисунок 5.5 – Решение ДУ перемещения поршня гидроцилиндра

Наконец, для точного определения величины запаздывания при помощи компьютерного расчёта необходимо подобрать величину времени, для которой значения  $x(t) = 20$ . Предварительно выставим точность вычисления до 7 знака после запятой. На рисунке 5.6 представлены варианты подбора значений.

$$x(20.1) = 0.50247512$$

$$x(20.01) = 0.50022512$$

$$x(20.001) = 0.50000012$$

$$x(20.0001) = 0.49997762$$

$$x(20.00099) = 0.49999987$$

$$x(20.0009954) = 0.5$$

Рисунок 5.6 – Результаты подбора величины времени отработки циклограммы

Таким образом, при заданной точности вычислений получим точное время задержки:

$$t_a = 0.0009954 = 0.9954 \times 10^{-3}$$

Это весьма незначительно отличается от времени, полученного путём аналитического расчёта –  $0,994 \cdot 10^{-3}$ .

При рассмотрении аналогичных величин задержки для второго участка выдвижения штока и для его задвижения, получим схожие результаты. Данные по временным задержкам, рассчитанным аналитически и при помощи компьютерной программы, сведены в таблице 17.

Таблица 17 – Величина временной задержки вследствие наличия инерционных свойств поршня, рассчитанная разными способами

Участок циклограммы	Время отработки согласно статическому расчёту, с	Задержка отработки, аналитический расчёт, мс	Задержка отработки, компьютерный расчёт, мс
Выдвижение штока 1	20	0,994	0,9954
Выдвижение штока 2	10	1,989	2,0012
Задвижение штока	15	2,664	2,6878

Таким образом, можно заметить, что рассчитанные разными способами задержки времени отличаются незначительно, что позволяет сделать вывод о соответствии их фактическому процессу.

## 6. Чертёж гидроцилиндра

Разработан сборочный чертёж гидроцилиндра, используемого в проектируемом гидроприводе. Чертёж представлен в приложении А.



## Выводы

В ходе работы была достигнута её основная цель – разработан работоспособный гидропривод, обеспечивающий отработку заданной циклограммы при перемещении заданной нагрузки. В ходе достижения цели были решены поставленные задачи.

Исходя из требований технического задания, построена принципиальная гидравлическая схема гидропривода, таблица переключений управляющих элементов, а также объяснена его работа. На основании данных о нагрузке проведён силовой расчёт, на базе которой в дальнейшем выбран исполнительный элемент привода в виде гидроцилиндра – СК-Р-50/36\*1050-K621-FWL компании Atos. Кроме того, проведён кинематический расчёт и выбран насос PFG-149 компании Atos, а также трубопроводы и гидроаппаратура. В напорной линии выбрана аппаратура и трубопроводы с условным проходом DN6, в сливной и всасывающей линии – DN10.

Для проверки влияния инерционных свойства поршня и штока гидроцилиндра на отработку циклограммы проведён динамический расчёт работы гидропривода. На основании известных законов механики и гидравлики получено дифференциальное уравнение движения поршня, после решения которого и анализа полученных результатов рассчитана временная задержка отработки штоком циклограммы. Для всех трёх участков перемещения поршня задержка составила величину порядка 1-3 миллисекунд. Столь малая величина задержки говорит о правильном выборе условного прохода трубопровода и корректном подборе элементов гидроаппаратуры. Правильность аналитического расчёта была проверена посредством вычислительной техники.

Наконец, в ходе проектирования разработан чертёж гидроцилиндра, используемого в данном приводе. Чертёж представлен в Приложении А.

В ходе работы получены ценные практические навыки проектирования гидроприводов, их статического и динамического анализа, подбора аппаратуры и расчёта его ключевых параметров.

## Список использованной литературы

1. Hydraulic cylinders, type CK – square heads with tie rods. [Электронный ресурс] / Каталог компании Atos: гидравлические цилиндры типа CK / URL: <http://www.atos.com/tables/english/B137.pdf> (Дата обращения: 01.10.2018)
2. Gear pumps, type PFG. External gears, fixed displacement. [Электронный ресурс] / Каталог компании Atos: шестеренные гидравлические насосы внешнего зацепления / URL: <http://www.atos.com/tables/english/TA056.pdf> (Дата обращения: 02.10.2018)
3. Богданович, Л. Б. Гидравлические приводы: учебное пособие для вузов // Л. Б. Богданович. – Киев: Вища школа, головное издательство, 1980. – 232 с.
4. ГОСТ 28338-89. Соединения трубопроводов и арматура. Номинальные диаметры. Ряды [Электронный ресурс] / URL: <http://internet-law.ru/gosts/gost/2511/> – 4 с. (Дата обращения: 04.10.2018)
5. СЗЭМО. Технический каталог – 2018. [Электронный ресурс] / Каталог асинхронных электродвигателей компании СЗЭМО / URL: [https://www.szemo.ru/files/tech\\_air.pdf](https://www.szemo.ru/files/tech_air.pdf) (Дата обращения: 03.11.18)
6. KTR. Hydraulic components. [Электронный ресурс] / Каталог гидравлических компонентов компании KTR / URL: [https://www.ktr.com/fileadmin/ktr/media/Tools\\_Downloads/kataloge/hydraulic\\_components\\_ktr-katek03.pdf](https://www.ktr.com/fileadmin/ktr/media/Tools_Downloads/kataloge/hydraulic_components_ktr-katek03.pdf) (Дата обращения: 03.11.18)
7. Pressure relief valves type ARE. [Электронный ресурс] / Каталог компании Atos: переливные клапаны прямого действия / URL: <http://www.atos.com/tables/english/C020.pdf> (Дата обращения: 04.11.2018)
8. Solenoid directional valves type DHI. [Электронный ресурс] / Каталог компании Atos: распределители с электромагнитным прямым управлением / URL: <http://www.atos.com/tables/english/E010.pdf> (Дата обращения: 04.11.2018)
9. Proportional flow valves type QVHZO-T, QVKZOR-T. [Электронный ресурс] / Каталог компании Atos: пропорциональные регуляторы расхода с компенсацией по давлению, прямого действия с датчиком положения золотника / URL: <http://www.atos.com/tables/english/FS412.pdf> (Дата обращения: 04.11.2018)
10. Atos. Programming tools for digital electronics. [Электронный ресурс] / Каталог компании Atos: программное обеспечение SW для управления

цифровыми электронными устройствами / URL:  
<http://www.atos.com/tables/english/GS500.pdf> (Дата обращения: 04.11.2018)

11. STM32F100x4 Datasheet – Production data. [Электронный ресурс] / Техническая информация о микроконтроллерах серии STM32F100/ URL: <https://www.st.com/resource/en/datasheet/stm32f100cb.pdf> (Дата обращения: 04.11.2018)

12. Мембранный аккумулятор. Тип HAD. [Электронный ресурс] / Каталог компании Bosch-Rexroth: мембранные гидропневматические аккумуляторы - русскоязычный / URL: [https://md.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/r-rs50150\\_2018-07.pdf?db=brmv2&lvid=1207766&mvid=13655&clid=20&sid=19D9129716A174AF6E3629E1D4F8E6BC.borex-tc&sch=M&id=13655,20,1207766](https://md.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/r-rs50150_2018-07.pdf?db=brmv2&lvid=1207766&mvid=13655&clid=20&sid=19D9129716A174AF6E3629E1D4F8E6BC.borex-tc&sch=M&id=13655,20,1207766) (Дата обращения: 05.11.2018)

13. Обратные клапаны типа ADR. [Электронный ресурс] / Каталог компании Atos: обратные клапаны типа ADR - русскоязычный / URL: <http://mk-pnevmocenter.ru/images/pdf/atos/31.%D0%9E%D0%B1%D1%80%D0%B0%D1%82%D0%BD%D1%8B%D0%B5%20%D0%BA%D0%BB%D0%B0%D0%BF%D0%B0%D0%BD%D1%8B%20ADR.pdf> (Дата обращения: 05.11.2018)

14. Hydraulic filters type X-FUI, X-FER, X-FHP. Suction, Return and pressure filters. [Электронный ресурс] / Каталог компании Atos: всасывающие, сливные и напорные фильтры / URL: <http://www.atos.com/tables/english/LK020.pdf>

15. Васильченко, В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник // В. А. Васильченко – М: Машиностроение, 1983. – 301 с.

16. ИГП-18, ИГП-30, ИГП-38 – Масла индустриальные. [Электронный ресурс] / Каталог компании Мир Смазок: масла индустриальные / URL: [https://www.mirsmazok.ru/images/IGP\\_All\\_t\\_38.pdf](https://www.mirsmazok.ru/images/IGP_All_t_38.pdf) (Дата обращения: 13.11.2018)

17. APL-170. [Электронный ресурс] / Каталог компании Sesino: воздушно-масляные теплообменники / URL: <http://www.sesino.it/wp-content/uploads/2011/10/APL1701.pdf> (Дата обращения: 13.11.2018)

## Приложение А – Гидроцилиндр. Чертёж сборочный