



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(ДГТУ)**

Факультет «Автоматизация, мехатроника и управление»
Кафедра «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые процессы»

РАСЧЕТ МАГИСТРАЛЕЙ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА ТАКТОВОГО СТОЛА РТК

Методические указания и исходные данные
к выполнению курсовой (расчетной) работы по дисциплине:
«Пневмоавтоматика и гидравлика»

Ростов-на-Дону
2023

Составители: доц. Полешкин М.С.
доц. Антоненко В.И.

Методические указания по выполнению курсовой (расчетной) работы по дисциплинам: «Пневмоавтоматика и гидравлика». ДГТУ, г. Ростов-на-Дону, 2023 г.

В методических указаниях кратко изложены содержание и порядок выполнения курсовой (расчетной) работы.

Предназначено для обучающихся всех форм обучения инженерных специальностей и направлений изучающих основы гидравлики и гидропривод.

Ответственный за выпуск:
зав. кафедрой
«Гидравлика, гидропневмоавтоматика
и тепловые процессы»

Грищенко В.И.
Ф.И.О.

© Издательский центр ДГТУ, 2023г.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
1. Общие сведения о курсовой (расчетной) работе	5
1.1 Цель и задачи расчетной работы	5
1.2 Тематика расчетной работы	5
1.3 Ориентировочное содержание и объем работы	6
2. Общие сведения о гидравлических приводах	7
2.1 Определение и структура гидропривода	7
2.2 Основы функционирования гидропривода	8
2.3. Гидрофицированный роботизированный комплекс	12
2.4 Гидравлическая схема комплекса.....	13
3. Расчет магистралей гидропривода	15
3.1 Расчет диаметров гидролиний	15
3.2 Расчет гидравлических потерь давления в гидролиниях	16
3.3 Построение характеристики гидролинии	19
3.4 Построение пьезометрической и напорной линии энергии	20
3.5 Расчёт инерционного напора	21
3.6 Расчёт инерционного напора	22
Приложение 1. Исходные данные для расчета	24
Приложение 2. Коэффициенты местных сопротивлений	24
Приложение 3. Буквенные обозначения основных элементов гидропривода	25
Перечень информационных ресурсов	26

Введение

Необходимость постоянного развития машиностроительной отрасли связана с повышением производительности и качества технологических процессов при изготовлении продукции. Эти задачи требуют поиска и внедрения прогрессивных технологий: логистики, обработки, переработки материалов и продукции [1].

В этих условиях, создание современного машиностроительного оборудования должны отвечать общим тенденциям развития технологических, транспортных и информационных машин, обслуживающих это направление развития общественного производства, основные из которых [1,2]:

- интенсификация рабочих процессов машин сопровождающихся повышением: скоростей, сил, мощности исполнительных механизмов;
- автоматизация и цифровизация рабочих и технологических процессов;
- модульное построение агрегатов и механизмов машин;
- безопасность и экологичность предлагаемых проектов, мониторинг параметров состояния систем приводов;
- интеграция нескольких операций в одном исполнительном комплексе;
- минимизация массогабаритных характеристик энергосиловых установок систем приводов повышающая эргономичность;
- развитие принципов унификации, стандартизации элементной базы систем приводов упрощающих их сопровождение в процессе эксплуатации (ремонт, замена, сервисное обслуживание).

Вышеназванные тенденции характерны как для технологических стационарных, так и мобильных технологических машин, т.к. первые воздействуют на материал для изменения его свойств, состояния или формы, а вторые изменяют его пространственное расположение. Для решение таких задач применяют гидравлические и пневматические устройства управления, контроля, блокировки, безопасности и др.

Перспективным направлением развития является создание комплексов стационарного и мобильного технологического оборудования, осуществляющего полный цикл производственных операций, результатом которых является готовый продукт [2].

Приобретение знаний о таких системах и навыков расчета, на примере роботизированного технологического комплекса и его модулей - в частности гидрофицированного тактового стола, посвящена данная работа.

1.1 Цель и задачи курсовой (расчетной) работы

Выполнение курсовой (расчётной) работы и типовых расчётов – заключительный этап изучения студентами специальной дисциплины «Проектирование объектов профессиональной деятельности».

Целью работы является приобретение знаний и умений по методикам расчета и проектирования магистралей гидравлических и пневматических приводов машин и механизмов для соответствующей области производства.

Выполнение работы и достижение цели, сопровождается следующей последовательностью решаемых задач:

- изучение и анализ исходных данных, представленных в задании.
- определение внутренних диаметров и толщин стенок трубопроводов на отдельных участках магистралей и выбор размеров труб по соответствующим ГОСТам;
- расчет линейных гидравлических сопротивлений;
- расчет местных гидравлических сопротивлений;
- определение коэффициентов гидравлических сопротивлений дросселирующих элементов, обеспечивающих распределение энергетических потоков привода, и вычисление потерь давления на этих дросселирующих элементах;
- определение потребного рабочего давления;
- построение характеристик трубопроводов;
- построение пьезометрической и напорной линий энергии.

Для успешного выполнения работы студент должен:

- обладать необходимым объемом общетехнических знаний;
- уметь анализировать расчеты с целью обоснования принимаемых проектных решений;
- выполнять требования, предъявляемые к оформлению технической документации;
- уметь пользоваться технической литературой, справочниками, ГОСТами и другими нормативными материалами.

1.2 Тематика курсовой (расчетной) работы

Тема курсовой (расчетной) работы: «Расчет магистралей гидравлического привода тактового стола РТК» является актуальной инженерной задачей. Вариант задания индивидуален, и выбирается по последним двум цифрам зачетной книжки студента.

В ходе работы, обучающиеся знакомятся с устройством, принципом действия гидрофицированного технологического оборудования в виде тактового стола, осуществляющего функции транспортирующего конвейера.

Однако, тактовый стол, в отличие от конвейера, обеспечивает пульсирующее перемещение объектов, согласно требованиям рабочего цикла.

1.3 Ориентировочное содержание и объем работы

Структура курсовой работы включает в себя:

- Титульный лист;
- Задание на выполнение работы, подписанное руководителем и студентом; введение;
- Структурную и принципиальную схемы привода, их описание и необходимые к ней пояснения, циклограмму работы – 1-й лист А1;
- Расчетная часть в соответствии с приведёнными ниже методическими указаниями в п.3, по индивидуальному варианту см. Приложение 1;
- Графики характеристик трубопроводов (для 2-х участков гидролиний) – 2-й лист А1;
- Графики линий энергии Н–Н и пьезометрическая линия для расчетной схемы – 2-й лист А1;
- Выводы по работе;
- Приложения (если имеются).

Текст работы необходимо набирать на компьютере на одной стороне стандартного листа формата А4 с большим штампом для листа содержания, и малым штампом для остальных страниц. Размер левого поля 20 мм, правого – 10 мм, верхнего – 20 мм, нижнего – 20 мм. Шрифт – Times New Roman, размер – 14, межстрочный интервал – 1,5 (1,15). Фразы, начинающиеся с новой строки, печатаются с абзацным отступом от начала строки.

Работа оформляется в соответствии со следующими регламентируемыми документами: *«Правила оформления письменных работ обучающихся для технических направлений»* и *«Правила применения шаблонов оформления письменных работ обучающихся»* для обучающихся ФГБОУ ВО ДГТУ.

Работа, выполненная небрежно, неразборчиво, без соблюдения требований по оформлению, возвращается студенту без проверки с указанием причин возврата на титульном листе.

2. Общие сведения о гидравлических приводах

2.1 Определение и структура гидропривода

Гидравлические и пневматические системы являются перспективными решениями при конструировании технологических машин, благодаря известным преимуществам: высокой энергоемкости; бесступенчатому регулированию; простоте преобразования движения; защите от перегрузок, высокой жесткости силовых характеристик, долговечности.

В общем случае, *гидравлический привод* представляет совокупность технических устройств, связанных между собой посредством рабочей жидкости и осуществляющих управление преобразованием энергии потока в механическую энергию поступательного, вращательного или возвратно-поступательного исполнительного движения механизма или машины [2].

В зависимости от вида гидropередачи, т. е. устройства, транспортирующего и преобразующего энергию, различают **гидростатический** (объёмный) и **гидродинамический** (лопастной) привод, последний не используется как силовой, а предназначен для транспортировки веществ и материалов.

Объёмный привод позволяет с высокой точностью поддерживать или изменять скорость машины при произвольном нагружении, осуществлять слежение — точно воспроизводить заданные режимы вращательного или возвратно-поступательного движения, усиливая одновременно управляющее воздействие [3]. Он наиболее применяется в технологическом оборудовании, в системах управления летательными аппаратами, судами, тяжёлыми автомобилями, для привода механизмов мобильных сельхозмашин, транспортных установок, погрузчиков. Структура типового гидравлического привода приведена на рисунке 1.



Рис.1 – Структурная схема гидро- и пневмопривода

Источником питания выступает первичный двигатель (ДВС или электромотор), обеспечивающий преобразование энергии в механическую, которая передается на вал насоса (рис.1). После этого, по магистралям гидросистемы. Жидкость подается к гидродвигателю (цилиндр или мотор), где происходит обратное преобразование энергии в механическую.

Для управления потоком рабочей жидкости используются специальные устройства: распределители – изменяющие направление и дроссели, клапаны – изменяющие расход и давление соответственно.

2.2 Основы функционирования гидропривода

Принцип действия гидропривода основан на прямом преобразовании механической энергии первичного двигателя в энергию потока рабочей жидкости и обратном управляемом преобразовании энергии рабочей жидкости в механическую энергию выходного звена гидродвигателя и механически связанного с ним объекта управления [6,7].

Известно, что преобразование энергии и управление ее потоком сопровождается потерями, определяющие коэффициент полезного действия гидропривода. Этот основной принцип поясняет схема на рис.2.

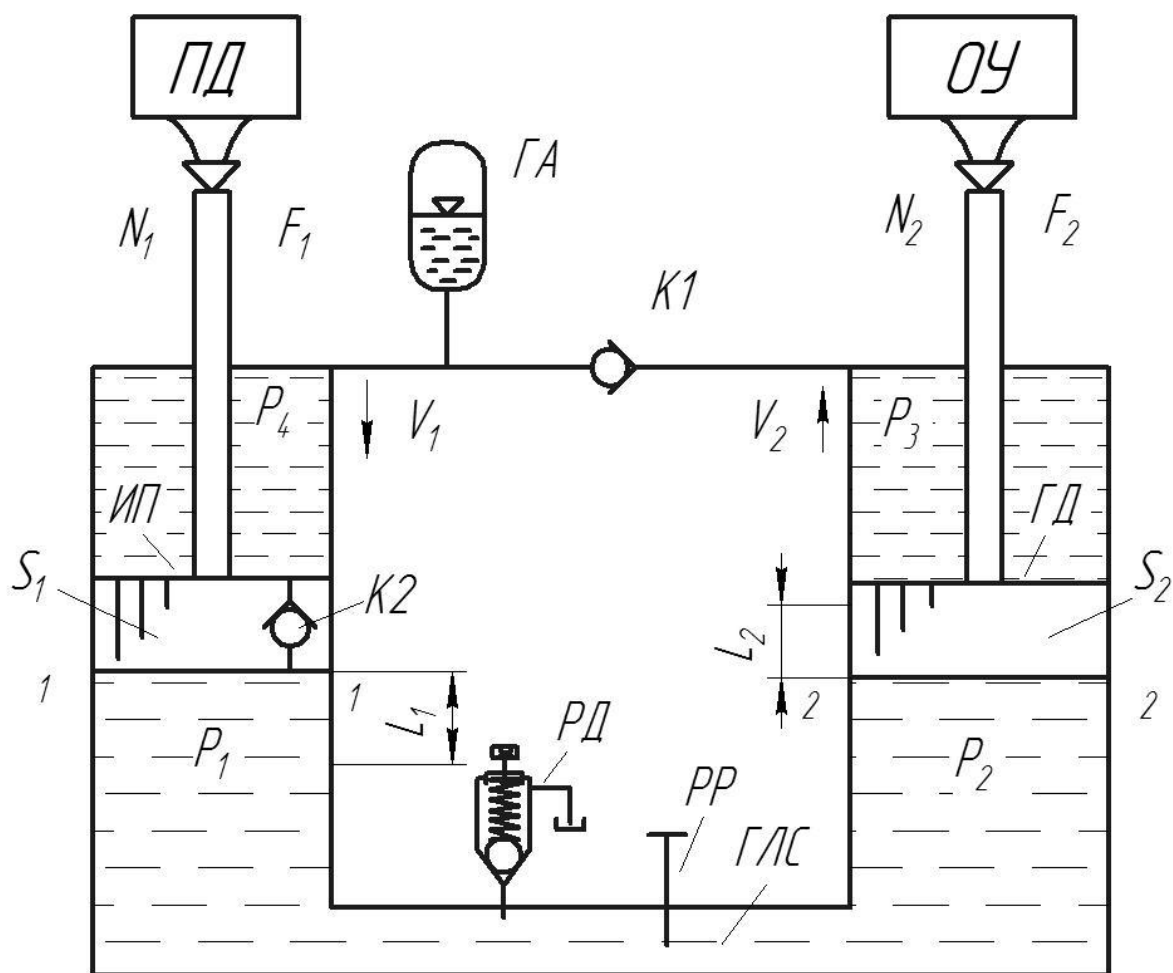


Рис.2 – Обобщённая схема функционирования объемного гидропривода:
 ПД – первичный двигатель (ДВС, ЭД и т.д.); N_1, F_1 – соответственно мощность и обобщенная сила (усилие, крутящий момент) ПД; ИП – источник питания (Н, ГД, МПТ); ОУ – объект управления (рабочий механизм машины); ГД – гидравлический двигатель; N_2, F_2 – соответственно мощность и обобщенная сила

(усилие, крутящий момент) ГД; РД – регулятор давления p_1 ; РР – регулятор расхода жидкости; ГЛС – гидравлическая линия связи (трубопровод); К1, К2 – клапаны давления; ГА – гидроаккумулятор; L_1, V_1, S_1 – перемещение, скорость, рабочая площадь вытеснителя ИП; L_2, V_2, S_2 – перемещение, скорость, рабочая площадь выходного звена ГД.

При управляемом преобразовании энергии потока рабочей жидкости $P_1 \rightarrow P_2$, $Q_1 \rightarrow Q_2$ обеспечивается изменением или поддержанием на заданном уровне кинематических L_2, v_2 , силовых F_2 и энергетических N_2 параметров характеристик на выходе гидропривода.

Управляемое преобразование энергии потока рабочей жидкости осуществляется по известным закономерностям поведения жидкости, описываемого основными законами механики жидкости и газа [55].

Так для неподвижного объема W жидкости ($V_{ж}=0$, гидростатика), ее поведение при избыточном давлении P_1 и P_2 описывает закон Б.Паскаля, согласно которому давление P_1 от внешних сил ее свободной поверхности распространяется во всех направлениях с одинаковой величиной $P_1=P_2$, тогда:

$$P_1 = \frac{F_1}{S_1} = P_2 = \frac{F_2}{S_2}; \quad (2.1) \quad \text{и} \quad F_2 = F_1 \cdot \frac{S_1}{S_2}; \quad (2.2)$$

реализуется принцип преобразования обобщенной силы, т.е. $F_2 = F_1 \cdot k_s$, где $k_s = \frac{S_1}{S_2}$.

Влияние плотности жидкости ρ на абсолютное давление $P_{абс}$ в точке А, расположенной на глубине h_A выделенного объема W учитывается основным уравнением гидростатики:

$$P_{абс} = P_1 + \rho \cdot g \cdot h; \quad (2.3)$$

где P_1 - давление на свободной поверхности жидкости;

$P_{абс}$ - абсолютное давление в сечении на глубине h ;

Преобразование $P_1 \rightarrow P_2$ поясняет схема на рис.6.3, когда при воздействии жидкости от поршня 1 на поршень 2 выполняются условия:

$$P_1 \cdot S_1 = P_2 \cdot S_2 \quad \text{т.е.} \quad F_1 = F_2$$

$$P_2 = P_1 \cdot \frac{S_1}{S_2} = P_1 \cdot k_p; \quad (2.4)$$

где k_p – коэффициент мультипликации, учитывающий преобразование давления;

При движении потока рабочей жидкости вызываемые перемещением поршня 1 вниз без учета сил вызывающих это движение (гидрокинематика) поведение потока описывает закон сохранения массы в реальном времени.

Для несжимаемой жидкости ($\Delta W_{сж}=0$) по выражению:

$$m_1 \cdot = m_2 \quad \text{т.е.} \quad \rho_1 \cdot W_1 = \rho_2 \cdot W_2; \quad (2.5)$$

где W_1, W_2 - объемы жидкости соответственно подаваемые источником питания ИП в гидродвигатель ГД.

Равенство является условием неразрывности (сплошности) потока:

- Преобразование перемещения $L_1 \rightarrow L_2$ осуществляется согласно выражениям:

$$W_1 \cdot = S_1 \cdot L_1; \quad (2.6) \quad \text{и} \quad W_2 \cdot = S_2 \cdot L_2; \quad (2.7) \quad L_2 \cdot = L_1 \cdot \frac{S_1}{S_2}; \quad (2.8)$$

- Преобразование скорости $v_1 \rightarrow v_2$ осуществляется согласно выражениям:

$$Q_1 = \frac{W_1}{t}; \quad (2.9) \quad Q_2 = \frac{W_2}{t}; \quad (2.10) \quad \text{т.е.} \quad Q_1 = Q_2 \quad \text{и}$$

$$v_1 \cdot S_1 = v_2 \cdot S_2; \quad (2.11) \quad v_2 \cdot = v_1 \cdot \frac{S_1}{S_2}; \quad (2.12)$$

- Преобразование мощности $N_1 \rightarrow N_2$ осуществляется согласно выражениям:

$$N_2 = N_1 \cdot \eta_{1-2}; \quad (2.13) \quad N_2 = P_1 \cdot Q_1 \cdot \eta_{1-2}; \quad (2.14)$$

$$P_1 = \text{var} \quad \text{или} \quad Q_1 = \text{var}, \quad N_2 = \text{var}$$

S_1 и S_2 - называют основным конструкционным параметром объемной гидромашины. Подбором их соотношения (для гидромашин) или его изменением (гидропривод) «на ходу» и осуществляется изменение или поддержание на заданном уровне внешних характеристик гидропривода. При этом реализуется машинное регулирование гидропривода.

По схеме на рис.2 реализуется наиболее распространенный способ регулирования - дроссельное регулирование гидропривода [17,79]. По условию неразрывности (сплошности) потока составляется уравнение баланса расходов:

$$Q_{ГД} = Q_H - Q_{ДР} = \text{Var}; \quad (2.15)$$

Т.к. $Q_{ДР} = \text{Var}$, здесь рассматривается вариант когда $\sum Q_v$ общие потери потока ~ 0 . В потоке реальной жидкости, как известно, имеют место потери напора (давления) $\Delta P_{П}$, обусловленные различными сопротивлениями движению потока (активными и пассивными). Для их оценки необходимо знать вид сопротивления (линейное или местное) и режим движения потока (ламинарный или турбулентный).

Для линейных сопротивлений (трубопроводы, каналы и др.) используют уравнение Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta P_{Л} \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \gamma \cdot \frac{V^2}{2g}; \quad (2.16)$$

$\lambda = \frac{64}{Re}$ для ламинарного потока при числах Рейнольдса $Re > 2320$;

$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}$ - для турбулентного потока при $Re > 2320$ по формуле Блазиуса;

Для расчета местных сопротивлений используют уравнение Вейсбаха:

$$\Delta p_m = \gamma \cdot \zeta \cdot \frac{V^2}{2g}; \quad (2.17)$$

С учетом потерь давления в линейных и местных сопротивлениях уравнение давления имеет вид:

$$\Delta p = p_z + \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_m; \quad (2.18)$$

При нестационарных гидромеханических процессах нарушается равновесие внешних и внутренних сил, действующих на поток.

В этих условиях связать между напором и скоростью жидкости в разных сечениях потока описывается уравнением Д.Бернули:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{V_{ж1}^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{V_{ж2}^2}{2g} + \sum h; \quad (2.19)$$

где Z_1 и Z_2 - геометрические высоты (напоры) выбранных сечений потока или удельные потенциальные энергии положения;

P_1 и P_2 - давление жидкости в сечениях потока; γ - удельный вес жидкости;

$\frac{p_1}{\gamma}$ и $\frac{p_2}{\gamma}$ - пьезометрические высоты (напоры) сечений потока или удельные потенциальные энергии давления;

α_1 и α_2 - коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения скоростей по живым сечениям потока или коэффициенты Кориолиса ($\alpha = 1 \dots 1,04$);

$\frac{V_{ж1}^2}{2g}$ и $\frac{V_{ж2}^2}{2g}$ - скоростные напоры в рассматриваемых сечениях потока 1-1 и 2-2 или удельные кинетические энергии;

$\sum h$ - суммарные потери полного напора между выбранными сечениями или удельные потери энергии, обусловленные гидравлическими сопротивлениями.

2.3 Гидрофицированный роботизированный комплекс

Объектом гидрофицированной системы, технологического оборудования выступает роботизированный технологический комплекс (РТК) (рис.3а), предназначенный для обработки деталей на токарном станке с ЧПУ. В работе рассматривается гидропривод тактового стола 10 (рис.3), обеспечивающий транспортирование заготовок в область, где их перемещает пневматический робот-манипулятор и обратное транспортировка к месту складирования.

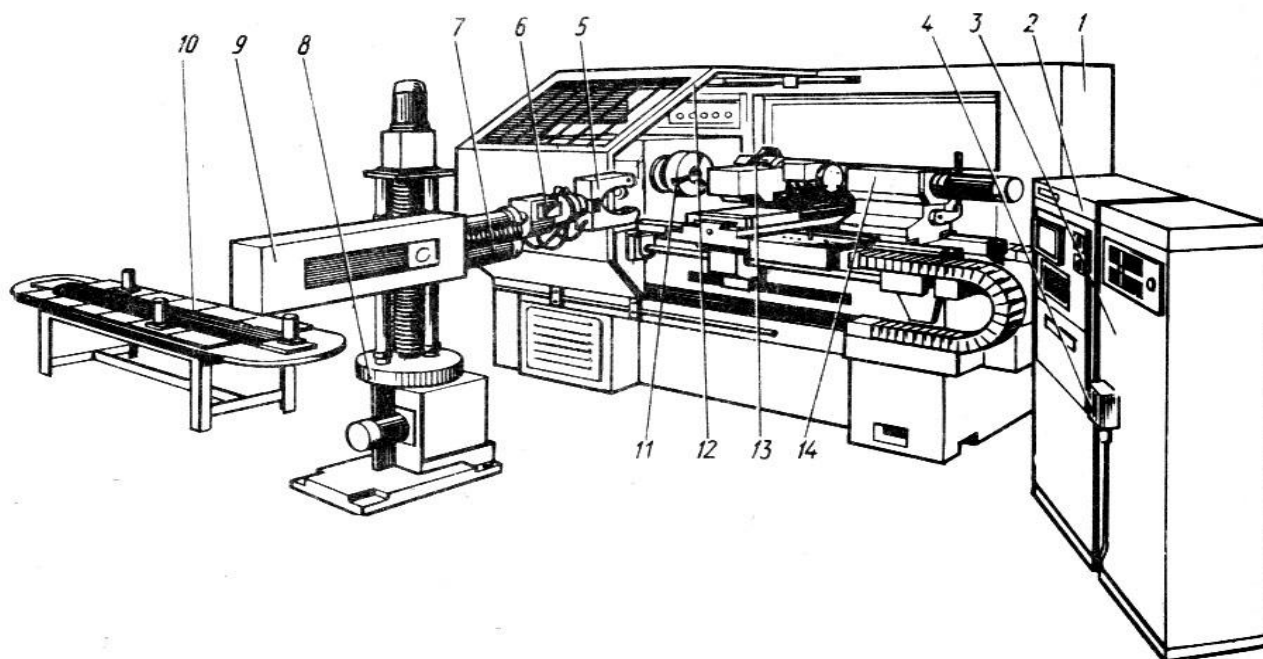


Рис.3 – Общий вид роботизированного технологического комплекса: 1 – станок; 2,3,4 – шкаф управления; 5 – схват; 6 – поворотный блок; 7 – шток; 8 – привод поворота; 9 – каретка; 10 – тактовый стол; 11 – зажимной патрон, 12 – подвижное ограждение рабочей зоны; 13 – механизм инструмодержателя; 14 – задняя бабка.

Гидропривод тактового стола, является простой цикловой системой (работающей по строго заданному алгоритму), поскольку закон необходимых для организации рабочего цикла управляющих воздействий заранее известен в реальном пространстве и времени.

Гидромотор (ГМ), является двигателем, обеспечивающим через передаточно-преобразующий механизм перемещение подноса с деталью.

Для автоматизации работы и повышения производительности загрузки-выгрузки деталей, используется гидроцилиндры: подающий гидроцилиндром ГЦ1 и выгружающий гидроцилиндр ГЦ2, работающие синхронно, но в противофазе.

Цикл работы тактового стола осуществляется при следующей последовательности:

- исходное состояние стола «Стоп» - останов гидромотора;
- загрузка заготовки – подающим гидроцилиндром (ГЦ1);
- выгрузка заготовки – выгружающим гидроцилиндром (ГЦ2);
- включение перемещения - «Рабочий ход» стола на 1 такт, работа (ГМ);

Далее цикл повторяется непрерывно, исходя из количества обрабатываемых деталей за смену работы оборудования.

Гидравлическую систему удобно, рассматривать используя структурную схему на рис.4. Источником питания является насос Н, забирающий жидкость из бака Б и подающий на два контура с двигателями: гидроцилиндрами ГЦ1, ГЦ2 и гидромотором ГМ.

Цилиндр, на котором закреплен пуансон, перемещаясь внутри пресс-камеры, выполняет функции прессования с определенным усилием F , зависящим от площади поршня и давления.

Гидромотор ГМ, обеспечивает вращательное движение привода стола, и перемещает механизм с требуемым крутящим моментом. Понижение скорости вращения гидромотора, осуществляется при помощи редуктора, подобранного таким образом, что бы скорость перемещения подноса была 0,25-6,3 м/с (ГОСТ 22644-77).

Функционирование двух контуров осуществляется от единого энергоносителя при помощи насоса Н, управление выдвижением-втягиванием цилиндров ГЦ1, ГЦ2 осуществляется распределителем Р1, скорость выдвижения и втягивания регулируется ДР+ОК1, ДР+ОК2, включением гидромотора ГМ – распределителем Р2 с электромагнитным управлением с пульта оператора.

Для надежной и долговременной работы гидросистемы, устанавливается фильтр Ф (очистка от твердых частиц) и теплообменный аппарат ТОА (охлаждение рабочей жидкости) на сливной магистрали.

2.4 Гидравлическая схема комплекса

Гидравлические системы принято обозначать в соответствии со стандартами, установленными ГОСТ 2.704-2011.

Для выполнения работы, требуется проанализировать гидравлическую принципиальную схему комплекса (рис.4) пакетировочного пресса. При расчетах удобно использовать упрощенный вариант – структурную схему на рис.5.

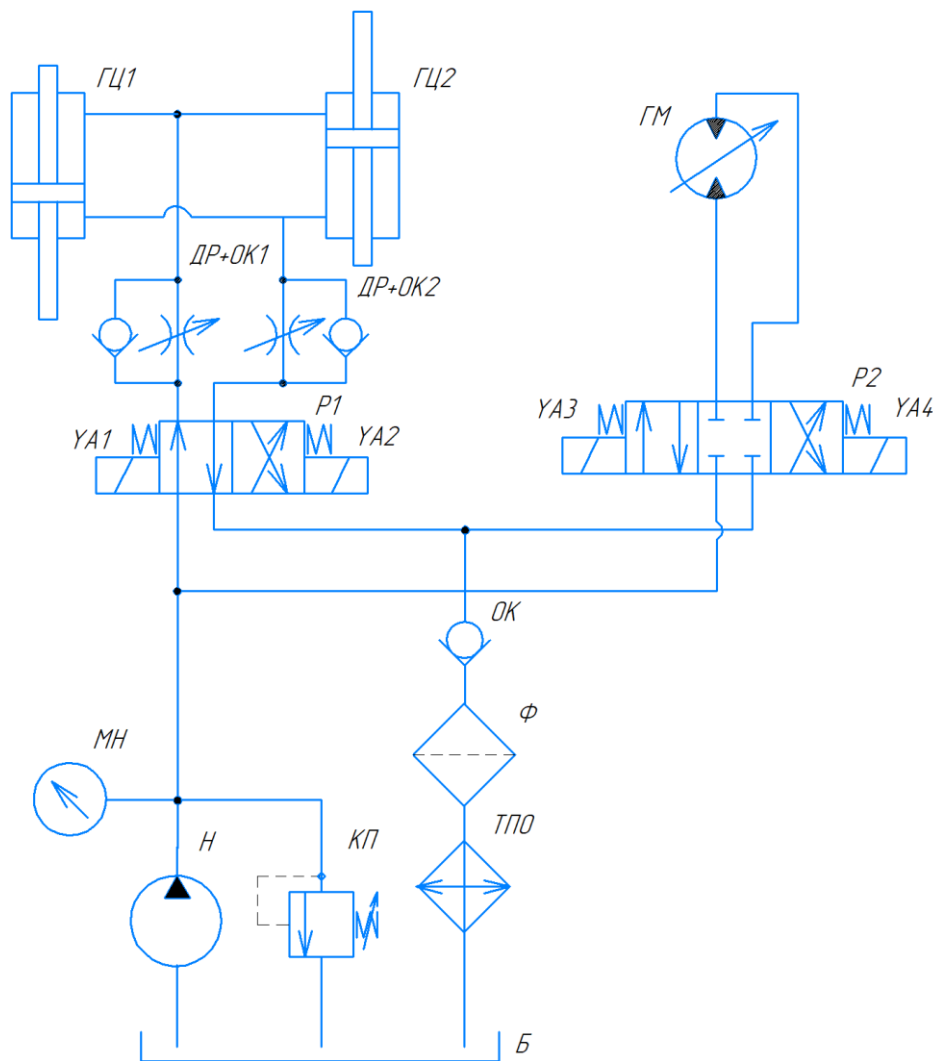


Рис.4 – Принципиальная гидравлическая схема комплекса: Н – насос; КП – клапан предохранительный; МН – манометр; P1, P2 – распределители; YA1-YA4 – электромагниты; ДР+ОК – дроссель с обратным клапаном; ГЦ – гидроцилиндр; ГМ – гидромотор; ОК – обратный клапан; Ф – фильтр, ТПО – теплообменный аппарат; Б – бак.

Расчет гидравлической системы выполняется по исходным данным, приведенным в приложении 1, определяемым с учетом последних 2-х цифр зачетной книжки, как некоторый коэффициент N.

Исходными данными для расчета служат:

Q_1 – расход жидкости для контура с гидроцилиндром;

Q_2 – расход жидкости для контура с гидромотором;

$l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6, l_7$ – длины участков гидролиний;

K_m – коэффициент мультипликации;

$P_{ц}$ - давление необходимое для работы гидроцилиндра;

$p_{гм}$ - давление необходимое для работы гидромотора.

Дополнительные справочные данные (диаметры магистралей, параметры рабочей жидкости и др.) берутся из приведенных источников литературы [9,10].

3 Расчет магистралей гидропривода

3.1 Расчет диаметров гидролиний

Внутренний диаметр гидролиний определяется:

$$D = 2 * \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot V_{\max}}}, \quad (3.1)$$

где Q – расход жидкости на рассматриваемом участке гидролинии;

V_{\max} – допустимая средняя скорость жидкости.

Значения допустимых средних скоростей выбираются по табл. 1.

Таблица 1 – Значения допустимых скоростей течения жидкости в гидролиниях

Назначение гидролинии	V_{\max} , м/с не более
Всасывающая	1,2
Сливная	2
Нагнетательная при давлениях, МПа	
до 2,5	3
до 5,0	4
до 10,0	5
свыше 15,0	8 - 10

С учетом величины давления жидкости в трубопроводе по полученным значениям D выбираем внутренний диаметр трубы d в соответствии с ГОСТ по наружному диаметру и толщине стенки. Рекомендуемые толщины стенок труб для всасывающих и сливных магистралей – 1,0 мм, напорных – 1,0÷3,0 мм.

По принятым диаметрам определяются истинные скорости на участках гидролиний:

$$V = \frac{4Q}{\pi d^2}.$$

Значения расходов, диаметров и скоростей, являющихся исходными данными для расчета гидравлических потерь, заносятся в табл.2.

Таблица 2 – Исходные данные для расчета гидравлических потерь

Номер участка	Назначение	Скорость, м/с		Расход Q , л/ мин.	Внутр. диаметр, мм		Длина участка l , м
		Допустимая V_{\max}	Расчетная V		расчетный, D	принят. по ГОСТ, d	
1							
2							
...							

Толщина стенки нагнетательной гидролинии проверяется по формуле:

$$\delta = \frac{K \cdot p \cdot d}{2[\sigma]}, \quad (3.2)$$

где $K = 2$ - коэффициент запаса; p - давление на данном участке трубы, принять:

для всасывающей гидролинии $p_{вс} = 0,05 \text{ МПа}$, для сливной гидролинии

$p_{сл} = 0,5 \text{ МПа}$, для нагнетательной гидролинии принять давление на входе в гидроцилиндр или в гидромотор $p_H = p_{ц}$ или $p_H = p_{ГМ}$;

d - стандартное значение внутреннего диаметра гидролиний (см. табл.2);
 $[\sigma]$ - допускаемые напряжения на разрыв материала гидролиний.

Принять с учетом коэффициента запаса, для стальных труб $[\sigma] = 50 \text{ МПа}$, для труб из цветных металлов $[\sigma] = 25 \text{ МПа}$.

Если расчетное значение толщины меньше выбранного, то трубопровод выбран правильно.

3.2 Расчет гидравлических потерь давления в гидролиниях

Гидравлические потери давления в гидролиниях складываются из суммы потерь в линейных сопротивлениях Δp_l (на прямых участках гидролиний) и потерь в местных сопротивлениях Δp_m .

Потери давления в линейном сопротивлении:

$$\Delta p_l = \gamma \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g}, \quad (3.3)$$

где γ - удельный вес рабочей жидкости;

λ - коэффициент гидравлического трения;

d и l - диаметр и длина участка гидролинии;

V - средняя скорость жидкости на участке гидролинии.

Для вычисления коэффициента гидравлического сопротивления λ необходимо определить режим движения жидкости по числу Рейнольдса

$$Re = \frac{Vd}{\nu}, \quad (3.4)$$

где ν - коэффициент кинематической вязкости рабочей жидкости.

Если $Re \leq Re_{кр}$, то режим движения рабочей жидкости на данном участке гидролинии - ламинарный и

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (3.5)$$

Если $Re > Re_{кр}$, то режим движения рабочей жидкости на данном участке - турбулентный и для гидравлически гладких труб λ определяется по формуле Блазиуса

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (3.6)$$

Критическое значение числа Рейнольдса для гидролиний круглого поперечного сечения принять 2320. Результаты расчета внести в табл.3.

Таблица 3 – Результаты расчета потерь давления в линейных сопротивлениях

Номер участка	Длина гидролинии l , м	Внутренний диаметр d , мм	Расход жидкости Q , л/мин	Средняя скорость V , м/с	Число Рейнольдса Re	Коэфф. гидравлич. трения, λ	Потери давл. Δp_l , Па
1							
2							
...							

Потери давления в местном сопротивлении:

$$\Delta p_m = \gamma \zeta \frac{V^2}{2g}, \quad (3.7)$$

где ζ - коэффициент данного местного сопротивления (см. Приложение 2).
Результаты расчета внести в табл.4.

Таблица 4 – Результаты расчета потерь давления в местных сопротивлениях

Номер участка	Вид сопротивления	Кол-во	Коэфф. местного сопротивл., ζ	Потери давления Δp_m , МПа	Сумма потерь давл. $\sum \Delta p_m$, МПа
1					
2					
...					

Далее определяются общие потери давления в гидроприводе. Если участки гидролиний соединены последовательно, то общая потеря давления в гидроприводе представляет собой сумму потерь давления в линейных и местных сопротивлениях на всех участках:

$$\Delta p = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_m. \quad (3.8)$$

$$\Delta \mathbf{p}_u = \Delta \mathbf{p}_{l_2} + \Delta \mathbf{p}_{l_3} + (\Delta \mathbf{p}_{l_4} + \Delta \mathbf{p}_{l_7}) \cdot \kappa_M + \Delta \mathbf{p}_{\mathcal{M}_2} + \Delta \mathbf{p}_{\mathcal{M}_3} + (\Delta \mathbf{p}_{\mathcal{M}_4} + \Delta \mathbf{p}_{\mathcal{M}_7}) \cdot \kappa_M, \quad (3.9)$$

The diagram illustrates a two-stage gas turbine engine. The main flow path includes a compressor (Ц), a combustion chamber (P1), a turbine (P2), and a mixer (M). The compressor has inlet 4 and outlet 3. The combustion chamber has inlet 3 and outlet 5. The turbine has inlet 5 and outlet 6. The mixer has inlet 6 and outlet 5. A secondary flow path branches off from the combustion chamber outlet (5) and goes through a heat exchanger (H) and a combustor (Ф) before rejoining the main flow at the turbine inlet (5). The heat exchanger has inlet 1 and outlet 2. The combustor has inlet 7 and outlet 7. The heat exchanger is connected to a combustor (Б) which has inlet 1 and outlet 7.

$$\boldsymbol{p}_{H\mathcal{U}} = \Delta \boldsymbol{p}_{\mathcal{U}} + \boldsymbol{p}_{\mathcal{U}}; \quad \boldsymbol{p}_{H\mathcal{G}\mathcal{M}} = \Delta \boldsymbol{p}_{\mathcal{G}\mathcal{M}} + \boldsymbol{p}_{\mathcal{G}\mathcal{M}}, \quad (3.10)$$
$$\Delta p_{\text{ДР6}} = p_{\text{НЦ}} - p_{\text{НГМ}}, \text{если } p_{\text{НЦ}} > p_{\text{НГМ}} \quad (3.11)$$

$$\Delta p_{\text{пр4}} = p_{\text{НГМ}} - p_{\text{НЦ}} \quad , \text{ если } p_{\text{НГМ}} > p_{\text{НЦ}} \quad (3.12)$$

По полученной потере давления и расходу на участке установки дросселя, полагая, что дроссель представляет собой отверстие круглого поперечного сечения, определяется диаметр условного прохода дросселя. Дроссели на участках 4 и 6 не показаны.

3.3 Построение характеристики гидролинии

Характеристикой гидролинии называется график зависимости суммарной потери напора (давления) в гидролинии от расхода, т.е. $\Sigma h = f(Q)$ или $\Delta p = \gamma \Sigma h = F(Q)$. При ламинарном режиме течения характеристику трубопровода без местных сопротивлений обычно считают линейной и строят в виде прямой по двум точкам (см. рис.6,а). Если в трубопроводе имеются местные сопротивления (например, вентиль или другие гидроаппараты со значительным сопротивлением), то линейность характеристики нарушается. При турбулентном режиме характеристика гидролинии нелинейна (см. рис.6,б). При построении характеристики гидролинии задаются 5-6 значениями расхода, не превышающего значения Q_1 и Q_2 (см. прил.1, «Исходные данные для расчета»), и для них определяют потери напора Σh или потери давления Δp .

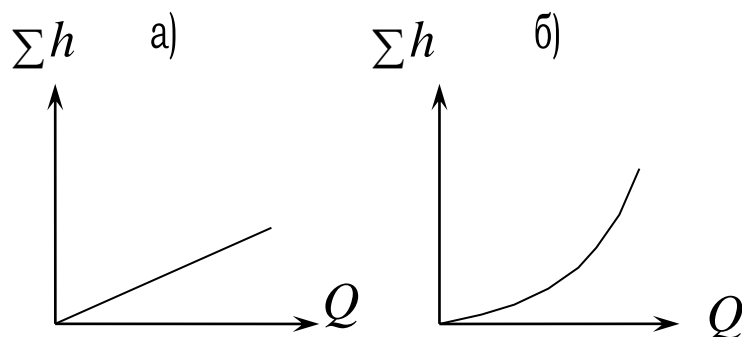


Рис.6 – Характеристики гидролиний: а – ламинарный режим; б – турбулентный режим

Крутизна характеристики определяется диаметром и длиной гидролинии, местными гидравлическими сопротивлениями и вязкостью жидкости (наибольшее влияние вязкость оказывает при ламинарном режиме).

Суммарную потерю напора в общем случае удобно выразить формулой:

$$\Sigma h = A Q^m, \quad (3.13)$$

где A и m – коэффициент пропорциональности и показатель степени, учитывающие сопротивление гидролинии.

3.4 Построение пьезометрической и напорной линии энергии

Для двух сечений потока, соответствующих началу и концу гидролинии, уравнение Д.Бернулли имеет вид:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + \sum h \quad (3.14)$$

Сумма трех членов:

$$z + \frac{p}{\gamma} + \alpha \frac{V^2}{2g} = H \quad (3.15)$$

есть полный напор H , т.е. полный запас удельной энергии жидкости в данном сечении потока, равный сумме удельных энергий потока – потенциальных энергий положения - z , давления – p/γ и кинетической энергии - $\alpha V^2/2g$.

С учетом соотношения (3.15) уравнение Бернулли (14) можно записать в виде:

$$H_1 = H_2 + \sum h, \quad (3.16)$$

где - суммарные потери напора по длине потока hl и в местных сопротивлениях – h_m , т.е. удельная механическая энергия, затрачиваемая на преодоление сопротивлений движению жидкости между рассматриваемыми сечениями потока.

Статический напор H_p отличается от полного напора на величину скоростного напора $\alpha V^2/2g$ и равен:

$$H_p = z + \frac{p}{\gamma}, \quad (3.17)$$

График полного напора Н-Н строится по значениям полных напоров в начале и в конце каждого участка гидролинии. Полный напор в сечении 1-1 равен напору насоса H_1 , см. рис.7.

Полный напор в конце участка трубопровода находится из выражения (16), соответствующему схеме гидропривода на рис.1 при $Q_2 = 0$:

для сечения 2: $-H_2 = H_1 - \sum h_{(1-2)}$,

для сечения 3: $-H_3 = H_2 - \sum h_{(2-3)}$ и т.д. (3.18)

для участка n : $-H_n = H_{n-1} - \sum h_{((n-1)-n)}$.

Поскольку общий запас удельной энергии вдоль потока непрерывно уменьшается, то линия полного напора понижается, а в местах установки гидравлических аппаратов (P, Φ) она снижается скачком.

График статического напора p - p расположен ниже графика полного напора на величину скоростного напора $\frac{V^2}{2g}$.

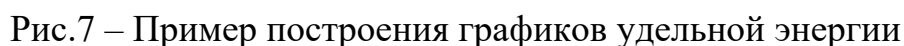


Таблица 5. Расчет удельных энергий

3.5 Расчёт инерционного напора

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + \sum h_{(1-2)} + h_{\text{HH}} \quad , \quad (3.19)$$

21

$a = V / \tau$ - ускорение движения жидкости на участке гидролинии между сечениями 1 и 2 (см. рис.7); V – скорость движения жидкости в гидролинии; τ - время изменения скорости V ; принять $\tau = 0,001$ с.;

g - ускорение свободного падения;

l - длина участка гидролинии постоянного диаметра от насоса Н до распределителя Р1.

Инерционное изменение давления определяется по формуле: $\Delta p_{ин} = \rho \cdot a \cdot l$, где плотность минерального масла $\rho = 900$ кг/м³.

Если гидролиния состоит из нескольких участков с сечением разных диаметров d_i и разных длин l_i , то инерционный напор для всего трубопровода:

$$\sum h_{инi} = \frac{a_i}{g} l_i, \quad (3.20)$$

где i - номер участка трубопровода постоянного диаметра d_i ;

a_i - ускорение движения жидкости на i -ом участке гидролинии;

Знак инерционного напора соответствует знаку ускорения. При разгоне потока ускорение положительно. При торможении потока ускорение отрицательно. Значение инерционного напора сравнить с напором насоса H_1 на рис.7.

3.6 Расчет повышения давления при гидроударе

В рассматриваемой гидросистеме, см. рис.4, гидроудар возникает при срабатывании гидрораспределителей Р1 и Р2. Гидроударом называется резкое изменение давления, вызванное торможением или разгоном потока жидкости. Теория гидроудара, разработанная Н.Е. Жуковским, рассматривает модель сжимаемой жидкости с распределёнными параметрами.

Повышение давления при гидроударе, возникающее при срабатывании распределителей Р1 и Р2 определяется зависимостями:

$$\Delta p_n = \rho V C, \text{ когда } \tau < T; \quad (3.21)$$

$$\Delta p_{ин} = \frac{2\rho V \ell}{\tau}, \text{ когда } \tau \geq T, \quad (3.22)$$

где Δp_n - повышение давления при прямом гидроударе;

$\Delta p_{ин}$ - повышение давления при непрямом гидроударе;

ρ - плотность жидкости, принять для минерального масла 900 кг/м³;

V - скорость движения жидкости в гидролинии до срабатывания распределителя;

ℓ - длина гидролинии от насоса до распределителя;

τ - время изменения скорости V , принять $\tau = 0,001$ сек;

$T = \frac{2l}{C}$ - фаза гидроудара;

$C = \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho}{E} + \frac{d\rho}{E_{mp}\delta}}}$ - скорость распространения ударной волны;

где E -объёмный модуль упругости жидкости; принять для минерального масла гидросистемы $E=1500$ МПа;
 d - внутренний диаметр гидролинии перед распределителем;
 δ - толщина стенки трубопровода;
 E_{mp} -модуль упругости материала гидролинии; принять для стальной гидролинии 200000 МПа.

Полученные значения ударного повышения давления сравнить с рабочим давлением насоса.

В результате выполненной работы и построенных графиков полной энергии, сделать выводы об эффективности гидравлической системы пакетировочного комплекса, его энергетических потерях и корректности расчетов.

Приложение 1 – Исходные данные для расчета

I вариант :

$Q_1 = (4 + 0.5 \text{ N}) / 60000 \text{ M}^3/\text{с};$ $Q_2 = (42 + 0.05 \text{ N}) / 60000 \text{ M}^3/\text{с};$
 $l_1 = 0.3 \text{ м} + 0.01 \text{ N};$ $l_2 = 2.2 \text{ м} + 0.1 \text{ N};$ $l_3 = 2.5 \text{ м} + 0.1 \text{ N};$ $l_4 = 3.2 \text{ м} + 0.1 \text{ N};$
 $l_5 = 3.7 \text{ м} + 0.1 \text{ N};$ $l_6 = 4.2 \text{ м} + 0.1 \text{ N};$ $l_7 = 6.1 \text{ м} + 0.1 \text{ N};$ $K_m = 1 + 0.01 \text{ N};$
 $P_{ц} = 1.6 \text{ МПа} + 0.01 \text{ N};$ $P_{гм} = 4 \text{ МПа} + 0.02 \text{ N};$

II вариант :

$Q_1 = (3.5 + 0.3 \text{ N}) / 60000 \text{ M}^3/\text{с};$ $Q_2 = (3 + 0.03 \text{ N}) / 60000 \text{ M}^3/\text{с};$
 $l_1 = 0.2 \text{ м} + 0.01 \text{ N};$ $l_2 = 2 \text{ м} + 0.1 \text{ N};$ $l_3 = 2.5 \text{ м} + 0.1 \text{ N};$ $l_4 = 3 \text{ м} + 0.1 \text{ N};$
 $l_5 = 3.5 \text{ м} + 0.1 \text{ N};$ $l_6 = 4 \text{ м} + 0.1 \text{ N};$ $l_7 = 5 \text{ м} + 0.1 \text{ N};$ $K_m = 1 + 0.01 \text{ N};$
 $p_{ц} = 1.6 \text{ МПа} + 0.01 \text{ N};$ $p_{гм} = 3.5 \text{ МПа} + 0.01 \text{ N},$

где N- две последние цифры зачетной книжки студента.

Приложение 2 – Коэффициенты местных сопротивлений

Вид сопротивления	Значение
Внезапное расширение	0,8-0,9
Внезапное сужение	0,5-0,7
Штуцер присоединительный, переходник	0,1-0,15
Закругленное колено	0,12-0,15
Сверленный угольник	2-2,5
Тройники прямые	
слияние потоков	2-2,5
разделение потоков	1-1,5
транзитный поток	0,1-0,2
Обратный и предохранительный клапаны	2-3
Дроссель	2-12,5
Редукционный клапан	3-5
Распределитель	6-8
Фильтр	7-10
Вентили: с прямым затвором	3-5,5
с косым затвором	1,4-1,85

Приложение 3 – Буквенные обозначения основных элементов гидропривода

Устройство (наименование)	Обозначение
Гидроаккумулятор (пневмоаккумулятор)	АК
Теплообменный аппарат	ТПО
Гидробак	Б
Влагоотделитель	ВД
Вентиль	ВН
Пневмоглушитель	Г
Гидродвигатель (пневмодвигатель) поворотный	Д
Делитель потока	ДП
Гидродроссель (пневмодроссель)	ДР
Гидрозамок (пневмозамок)	ЗМ
Гидроклапан (пневмоклапан)	К
Годроклапан обратный	КО
Годроклапан предохранительный	КП
Годроклапан редукционный	КР
Компрессор	КМ
Годромотор (пневмотор)	М
Манометр	МН
Годродинамическая передача	ГДП
Маслораспылитель	МР
Гидроцилиндр (пнеumoцилиндр)	Ц
Годродинамическая муфта	ГДМ
Насос	Н
Пневмогидропреобразователь	ПГП
Гидропреобразователь	ГП
Гидрораспределитель	Р
Реле давления	РД
Гидроаппарат (пневмоаппарат) золотниковый	РЗ
Гидроаппарат (пневмоаппарат) клапанный	РК
Регулятор потока	РП
Ресивер	РС
Сумматор потока	СП
Термометр	Т
Гидродинамический трансформатор	ТР
Фильтр	Ф

Перечень информационных ресурсов

1. Сидоренко, В. С. Гидромеханические системы стационарных и мобильных технологических машин : учебное пособие / В.С. Сидоренко, М.С. Полешкин, В.И. Антоненко [и др.]. — Москва : ИНФРА-М, 2023. — 281 с. — (Высшее образование: Бакалавриат). — DOI 10.12737/textbook_5caaef22362082.95120074. - ISBN 978-5-16-014879-3. - Текст : электронный. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/1915371>
2. Элементы и системы гидрофицированного технологического оборудования: учеб. пособие / В.С. Сидоренко, М.С. Полешкин, В.И. Грищенко. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2012. – 171 с.
3. Сельскохозяйственные машины: теория, расчет, конструкция, использование. Т. 7 : Привод сельскохозяйственных машин. Ч. 2 / под общ. ред. Э. И. Липковича / Минсельхоз России, Департамент науч.-технол. политики и образования, ФГБОУ ВПО "Азово-черномор. гос. агроинж. акад." ; [ред. совет.: М. А. Таранов [и др.]. - зерноград : [ФГБОУ ВПО АЧГАА], 2013. - 695 с.
4. Гиргидов А. Д. Механика жидкости и газа (гидравлика) : учебник / А. Д. Гиргидов. — 2-е изд., испр. и доп. — Москва : ИНФРА-М, 2021. — 704 с. — (Высшее образование: Бакалавриат). - ISBN 978-5-16-013367-6. - Текст : электронный. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/1136795>
5. Малый В. П. Гидравлика. Гидродинамика: руководство к решению задач : учебное пособие / В. П. Малый. - Железнодорожск : ФГБОУ ВО СПСА ГПС МЧС России, 2021. - 223 с. - Текст : электронный. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/1354570>
6. Чефанов В. М. Основы технической механики жидкости и газа : учебное пособие / В. М. Чефанов. — Санкт-Петербург : Лань, 2020. — 452 с. — ISBN 978-5-8114-3975-1. — Текст : электронный // Лань : электронно-библиотечная система. — URL: <https://e.lanbook.com/book/126917>
7. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов. 2-е изд., перераб. М.: Машиностроение, 1982.
8. Чугаев Р.Р. Гидравлика: Учебник для вузов. - 4-е изд., доп. и перераб. - Л.: Энергоиздат. Ленингр. отд-ние, 2008. - 672 с.
9. Шейпак А. Гидравлика и гидропневмопривод. Основы механики жидкости и газа. Учебник. ИНФРА-М, 2019 г. – 270 с.
10. Свешников В. К. Станочные гидроприводы : справочник / Свешников В. К. - 5-е изд. , перераб. и доп. - Москва : Машиностроение, 2008. - 640 с.