

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Металлорежущие станки и инструменты»

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

*Методические рекомендации к курсовому проектированию
для студентов специальности 1-40 05 01 «Информационные
системы и технологии (по направлениям)»
очной и заочной форм обучения*



Могилев 2021

УДК 004: 62-82
ББК 32.973: 34.4
К63

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Металлорежущие станки и инструменты»
«9» декабря 2021 г., протокол № 5

Составитель канд. техн. наук, доц. С. Н. Хатетовский

Рецензент канд. техн. наук, доц. А. П. Смоляр

Методические рекомендации к курсовому проектированию предназначены для студентов специальности 1-40 05 01 «Информационные системы и технологии (по направлениям)».

Учебно-методическое издание

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

Ответственный за выпуск	С. Н. Хатетовский
Корректор	Т. А. Рыжикова
Компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 38 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 07.03.2019.
Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2021

Содержание

Введение	4
1 Разработка принципиальной гидравлической схемы	5
2 Узлы гидропривода машиностроительного оборудования	6
3 Насосная установка гидропривода машиностроительного оборудования	11
4 Определение размеров гидродвигателей	12
5 Построение циклограммы работы гидропривода и выбор источников давления	14
6 Выбор гидроаппаратуры и трубопроводов	17
7 Моделирование местного сопротивления	18
8 Определение потерь и КПД	26
9 Техника безопасности	28
Список литературы	29

Введение

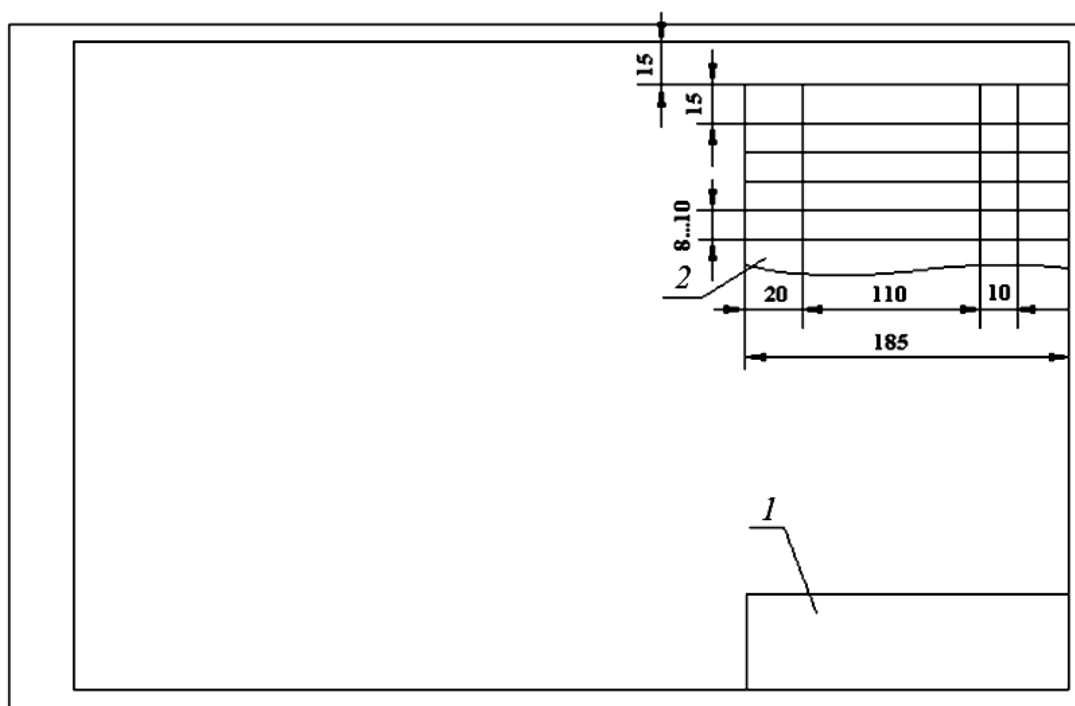
В машиностроении широко используется гидропривод. Его применение позволяет упростить кинематику машин, снизить металлоемкость, повысить точность, надежность и уровень автоматизации. Все это достигается благодаря ряду существенных преимуществ перед другими типами приводов и прежде всего возможностью получения больших усилий и мощностей при незначительных размерах гидродвигателей. С помощью гидроцилиндров удастся получить прямолинейное перемещение без кинематических преобразователей, а также обеспечить необходимое соотношение скоростей прямого и обратного ходов. Гидропривод имеет достаточно высокое значение КПД, повышенную жесткость и долговечность.

Гидроприводы имеют и недостатки, которые ограничивают их использование. Это потери на трение и утечки, снижающие КПД гидропривода и вызывающие разогрев рабочей жидкости. В связи с наличием внутренних утечек затруднена координация движения гидродвигателей. Внутренние утечки через зазоры подвижных элементов в допустимых пределах полезны, поскольку улучшают условия смазывания и теплоотвода, в то время как наружные утечки приводят к повышенному расходу масла, загрязнению гидросистемы и рабочего места. Необходимость применения фильтров тонкой очистки для обеспечения надежности гидроприводов повышает стоимость последних и усложняет техническое обслуживание. Работоспособность гидросистем резко снижается при попадании воздуха и воды в минеральное масло. Изменение вязкости масла при его разогреве приводит к изменению скорости движения рабочих органов. В связи с этим к деталям гидропривода предъявляются повышенные требования по точности исполнения размеров и взаимного расположения поверхностей и качества рабочих поверхностей, поэтому узлы гидропривода трудоемки и сложны в изготовлении.

В ходе курсового проектирования студенты разрабатывают гидросистему общемашиностроительного назначения. Целью курсового проектирования является закрепление знаний, полученных при изучении дисциплин «Гидравлика» и «Основы автоматизации конструирования».

1 Разработка принципиальной гидравлической схемы

Принципиальную гидравлическую схему вычерчивают с соблюдением ГОСТ 2.701–2008, ГОСТ 2.704–2011, ГОСТ 2.780–96, ГОСТ 2.782–96, ГОСТ 2.784–96. На рисунке 1.1 изображена структура листа принципиальной гидравлической схемы. Верхняя строка спецификации 2 должна содержать следующие названия столбцов: «Обозначение», «Наименование», «Кол.», «Примечание».



1 – основная надпись; 2 – спецификация

Рисунок 1.1 – Структура листа с принципиальной гидравлической схемой

На принципиальной схеме гидропривода каждый элемент должен иметь буквенно-цифровое позиционное обозначение. Применяемые буквы: Б – бак, ДП – делитель потока, ДР – дроссель, ЗМ – гидрозамок, К – клапан, КД – гидроклапан давления, КО – обратный клапан, КП – предохранительный клапан, КР – редукционный клапан, М – гидромотор, МН – манометр, Н – насос, Р – распределитель, РП – регулятор расхода (потока), Ф – фильтр, Ц – цилиндр и др.

Позиционные обозначения располагаются справа и сверху относительно условного графического обозначения элемента. Позиционные обозначения также сводятся в алфавитном порядке в спецификацию. В графе «Примечание» приводятся основные параметры (рабочее давление, расход и т. п.). Однотипные элементы записываются в одну строку. Всем линиям связи присваиваются порядковые номера, которые ставятся около обоих концов линий.

2 Узлы гидропривода машиностроительного оборудования

Гидроцилиндр с регулятором расхода представлен на рисунке 2.1.

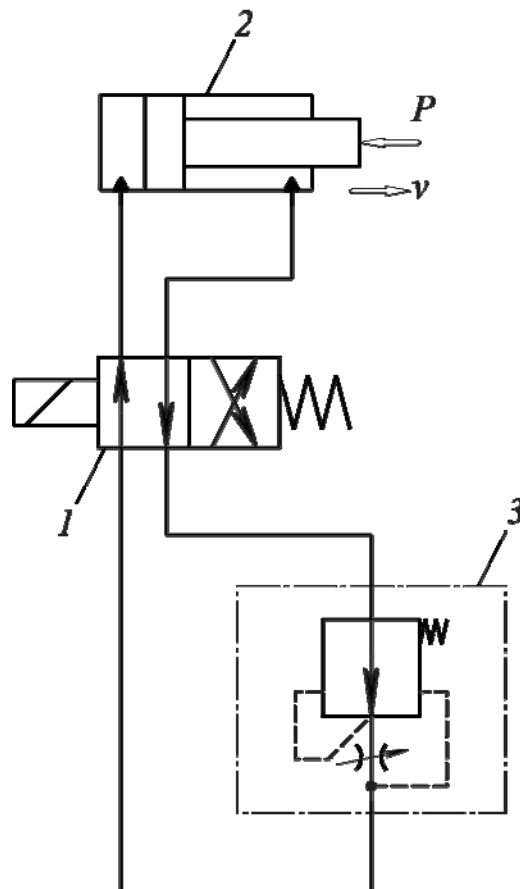


Рисунок 2.1 – Схема гидроцилиндра с регулятором расхода

Масло по напорной магистрали под некоторым давлением через распределитель 1 подается в поршневую полость гидроцилиндра 2 , из штоковой полости гидроцилиндра масло через распределитель попадает в регулятор расхода 3 и далее через сливную магистраль – в бак (на рисунке не показан).

При этом шток гидроцилиндра движется вправо со скоростью v , преодолевая силу сопротивления P .

Регулятор расхода позволяет устанавливать путем его регулировки требуемую скорость v , не зависящую от величины нагрузки P .

Обратный ход поршня гидроцилиндра реализуется переключением распределителя влево.

Гидромотор с регулятором расхода представлен на рисунке 2.2.

Масло по напорной магистрали под некоторым давлением через распределитель 1 подается в гидромотор 2 , из которого через распределитель попадает в регулятор расхода 3 и далее через сливную магистраль – в бак (на рисунке не показан).

При этом вал гидромотора вращается с частотой n , преодолевая момент сопротивления M (на рисунке не показаны).

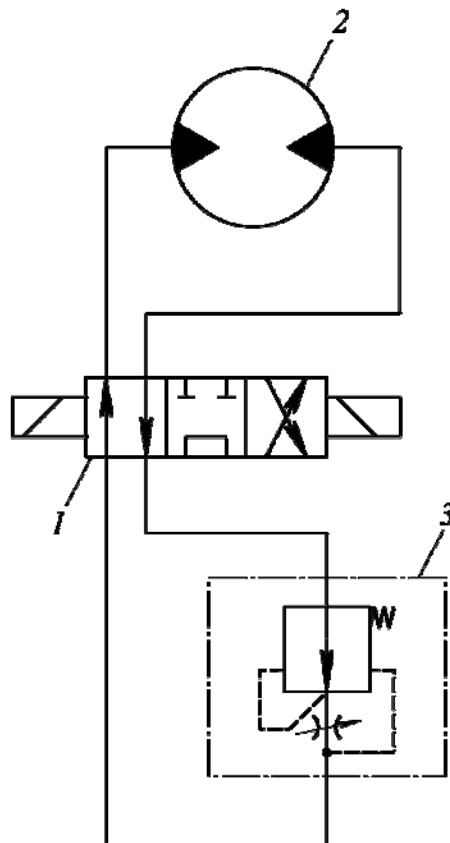


Рисунок 2.2 – Схема гидромотора с регулятором расхода

Регулятор расхода позволяет устанавливать путем его регулировки требуемую частоту вращения n , не зависящую от величины момента M .

Обратное вращение вала гидромотора обеспечивается переключением распределителя влево на две позиции.

Гидромотор с двусторонним гидрозамком представлен на рисунке 2.3.

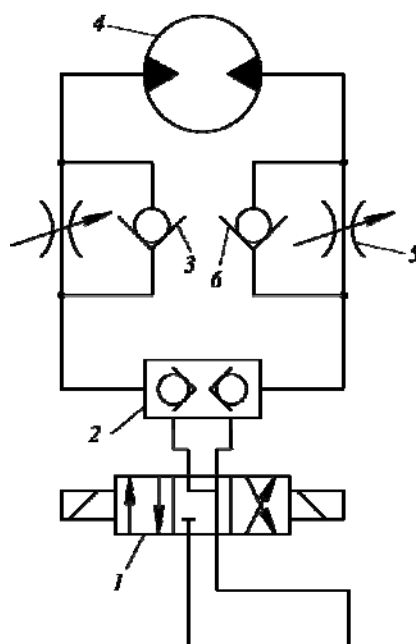


Рисунок 2.3 – Схема гидромотора с двусторонним гидрозамком

Масло по напорной магистрали под некоторым давлением через распределитель *1* после его переключения вправо подается в двусторонний гидрозамок *2*. Далее через обратный клапан *3* масло поступает в гидромотор *4*.

При этом вал гидромотора вращается с частотой n , преодолевая момент сопротивления M (на рисунке не показаны).

Слив масла из гидромотора осуществляется через дроссель *5*, т. к. обратный клапан *6* не пропускает масло на слив.

Дроссель *5* позволяет установить требуемый расход масла и тем самым отрегулировать частоту вращения вала гидромотора.

После дросселя *5* масло через двусторонний гидрозамок и распределитель поступает в сливную магистраль.

Обратное вращение вала гидромотора реализуется переключением распределителя влево.

Двусторонний гидрозамок позволяет запереть магистрали при внештатной ситуации, вызванной потерей давления в магистралях, или при переключении распределителя в промежуточную позицию.

Гидроцилиндр с односторонним гидрозамком представлен на рисунке 2.4.

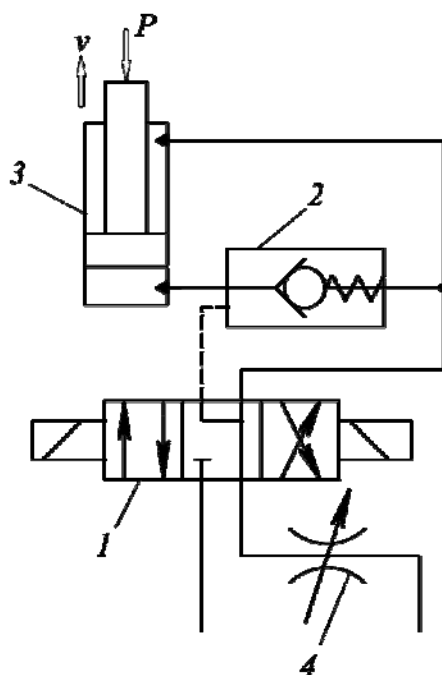


Рисунок 2.4 – Схема гидроцилиндра с односторонним гидрозамком

Масло по напорной магистрали под некоторым давлением через распределитель *1* после его переключения вправо подается в односторонний гидрозамок *2* и далее попадает в поршневую полость гидроцилиндра *3*.

При этом шток гидроцилиндра движется вверх со скоростью v , преодолевая силу сопротивления P .

Из штоковой полости гидроцилиндра масло через распределитель попадает в дроссель *4* и далее в сливную магистраль.

Дроссель *4* позволяет установить требуемый расход масла и тем самым от-

регулировать скорость движения штока гидроцилиндра.

Обратный ход штока реализуется после переключения распределителя влево.

Односторонний гидрозамок позволяет запереть магистраль при внештатной ситуации, вызванной потерей давления в магистрали, или при переключении распределителя в промежуточную позицию.

Гидроцилиндр с гидроклапаном давления с обратным клапаном представлен на рисунке 2.5.

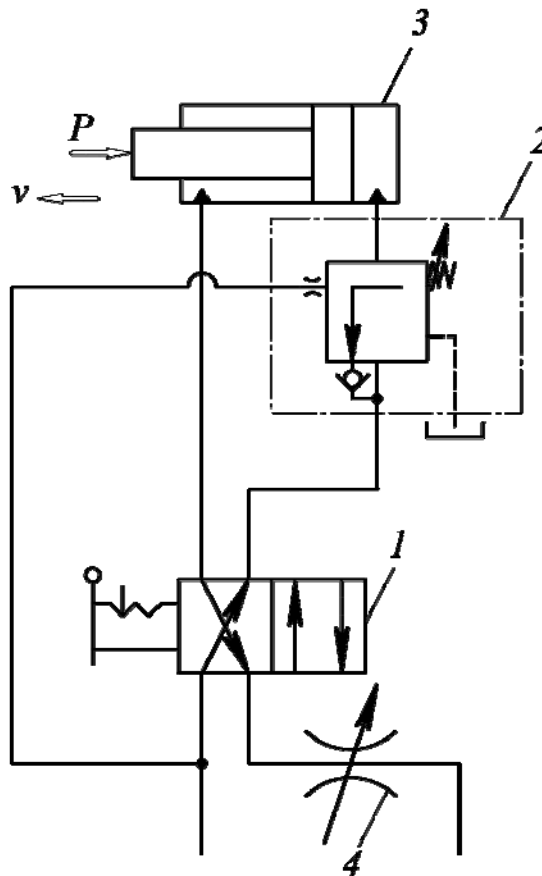


Рисунок 2.5 – Схема гидроцилиндра с гидроклапаном давления с обратным клапаном

Масло по напорной магистрали под некоторым давлением через распределитель 1 подается в гидроклапан давления с обратным клапаном 2 и далее в поршневую полость гидроцилиндра 3.

При этом шток гидроцилиндра движется со скоростью v , преодолевая силу сопротивления P .

Из штоковой полости гидроцилиндра масло через распределитель попадает в дроссель 4 и далее в сливную магистраль.

Дроссель 4 позволяет установить требуемый расход масла и тем самым отрегулировать скорость движения штока гидроцилиндра.

Гидроклапан давления с обратным клапаном позволяет надежно зафиксировать шток гидроцилиндра при его остановке, что используется при необходимости реализации усилия P зажима какой-либо детали.

Обратный ход штока реализуется после переключения распределителя влево. При этом обратный ход штока возможен лишь тогда, когда давление в напорной магистрали достаточно для преодоления усилия пружины гидроклапана давления с обратным клапаном.

Гидроцилиндры с делителем потока представлены на рисунке 2.6.

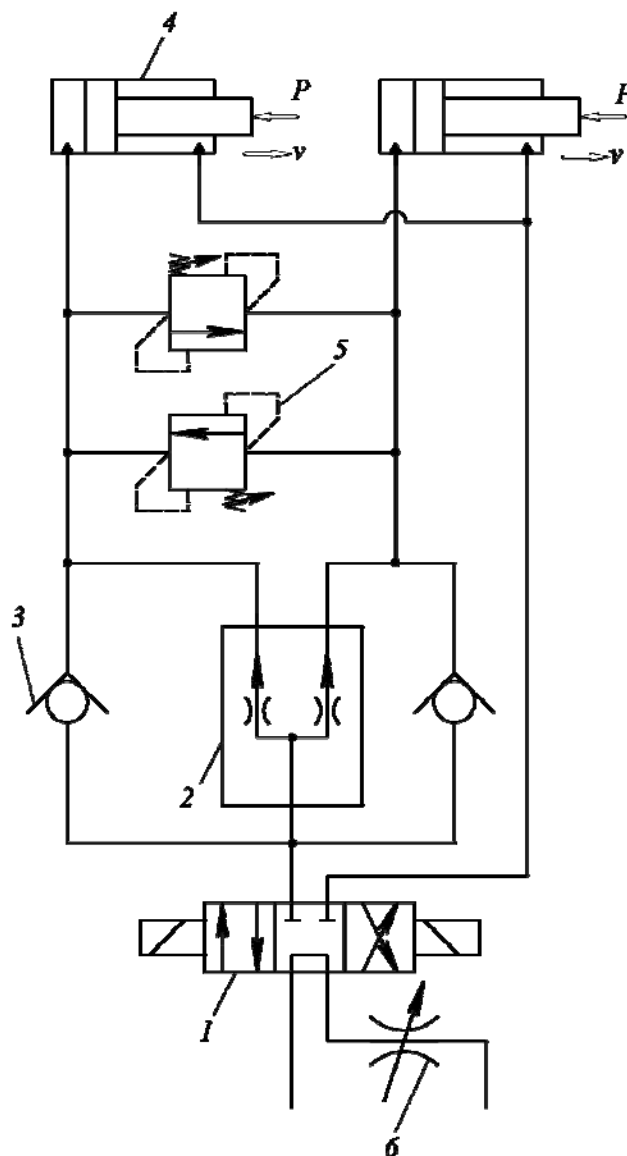


Рисунок 2.6 – Схема гидроцилиндров с делителем потока

Масло по напорной магистрали под некоторым давлением через распределитель 1 после переключения его вправо подается в делитель потока 2, т. к. обратные клапаны 3 не пропускают масло. Далее масло поступает в поршневые полости гидроцилиндров 4.

Делитель потока позволяет равномерно распределить масло по поршневым полостям гидроцилиндров. При этом штоки гидроцилиндров движутся со скоростью v , преодолевая силу сопротивления P . Из-за погрешности деления потока масла один из поршней может дойти до упора и остановиться раньше, чем другой. При этом срабатывает один из клапанов давления 5, в результате чего

масло перекачивается в другой гидроцилиндр, пока его шток также не остановится, дойдя до своего упора.

Из штоковой полости гидроцилиндров масло через распределитель попадает в дроссель *б* и далее в сливную магистраль.

Дроссель *б* позволяет установить требуемый расход масла и тем самым отрегулировать скорость движения штоков гидроцилиндров.

Обратный ход штоков гидроцилиндров реализуется после переключения распределителя влево. При этом из поршневых полостей гидроцилиндров масло свободно проходит через обратные клапаны *з*.

3 Насосная установка гидропривода машиностроительного оборудования

Насосная установка (рисунок 3.1) предназначена для создания необходимого давления в узлах гидропривода.

Насос *1* подает масло по напорной магистрали в узлы гидропривода под некоторым давлением. При превышении давления срабатывает клапан давления *2*, который начинает работать как переливной. Через него излишки масла уходят в бак *3*. В бак также поступает масло по сливной магистрали от узлов гидропривода.

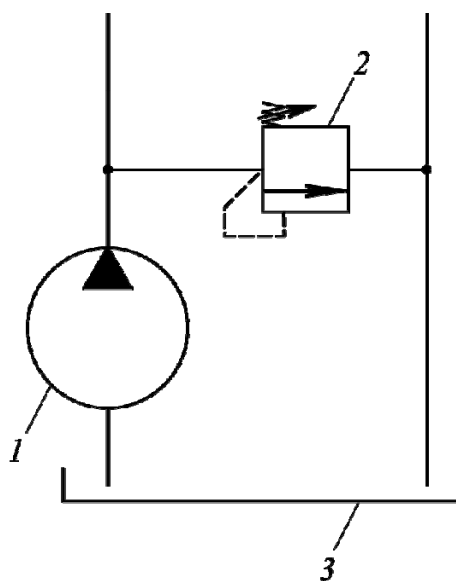


Рисунок 3.1 – Схема насосной установки

4 Определение размеров гидродвигателей

В зависимости от давления различают гидроприводы низкого (до 2 МПа), среднего (2...6,3 МПа) и высокого (6,3...20 МПа) давлений.

После составления принципиальной схемы, ориентируясь на определенный тип насоса, предварительно устанавливают величину рабочего давления (чаще $p_p = 4...6,3$ МПа).

Учитывая, что падение давления может достигать 20 % от рабочего давления, определяют номинальное давление в гидродвигателях (гидроцилиндрах и гидромоторах) – $p_n = (0,8...0,9) \cdot p_p$.

В процессе работы гидроцилиндр преодолевает силу P . При этом диаметр гидроцилиндра (поршня) при напорной поршневой полости определяется по следующей формуле:

$$D = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{P}{\Delta p \cdot \eta_m}}, \quad (4.1)$$

где Δp – перепад давлений в напорной поршневой и сливной полостях, $\Delta p = p_n - p_{сл}$;

η_m – механический КПД гидроцилиндра, $\eta_m = 0,95...0,98$.

При этом принимается $p_{сл} = 0,2...0,3$ МПа.

Если напорной является штоковая полость гидроцилиндра, то

$$\Delta p = p_n \cdot \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right) - p_{сл}, \quad (4.2)$$

где d – диаметр штока;

D – диаметр цилиндра.

Принимается $d = D / 2$.

Рассчитанные диаметры цилиндра и штока уточняются по нормальному ряду диаметров поршней и штоков:

1; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; (14); 16; 18; 20; (22); 25; (28); 32; (36); 40; 45; 50; (56); 63; 70; 80; (90); 100; (110); 125; (140); 160; (180); 200; (220); 250; 280; 320; (360); 400. Необходимо принять большее значение.

После окончательного принятия диаметров D и d пересчитываем перепад давлений в гидроцилиндре: Δp_1 и Δp_2 – при прямом (рабочем) ходе штока и при обратном (холостом) ходе штока соответственно. При холостом ходе штока усилие принимается $P/2$.

Гидромоторы преодолевают момент M . При расчетах используем единицы измерения Н · м.

Требуемый рабочий объем гидромотора рассчитывается по формуле

$$V_{от} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M}{\Delta p \cdot \eta_m}, \quad (4.3)$$

где Δp – перепад давлений;

η_m – механический КПД гидромотора, $\eta_m = 0,9$.

По таблице 4.1 с учетом $V_{от}$ принимается гидромотор с рабочим объемом V_o . Необходимо принять большее значение.

Таблица 4.1 – Рабочие объемы гидромоторов типа Г15-2

Тип	Г15-21Р	Г15-22Р	Г15-23Р	Г15-24Р	Г15-25Р
Рабочий объем, см ³	11,2	20	40	80	160

Далее пересчитываем перепад давлений Δp_1 и Δp_2 с учетом принятого рабочего объема для рабочего и холостого вращений соответственно. При холостом вращении принимаем момент $M/2$.

Результаты расчетов гидродвигателей вносим в таблицу 4.2.

Таблица 4.2 – Определение размеров гидродвигателей

Гидродвигатель	Исходные данные и рассчитанные величины		Принятые величины				
	P , Н	M , Н·м	D , мм	d , мм	Δp_1 , МПа	Δp_2 , МПа	V_o , см ³
							
							

5 Построение циклограммы работы гидропривода и выбор источников давления

Для построения циклограммы работы гидропривода заполняем таблицу 5.1, используя следующие зависимости.

При скорости штока v расход масла для гидроцилиндра с поршневой напорной полостью

$$Q = v \cdot \frac{D^2}{1270}. \quad (5.1)$$

То же для гидроцилиндра со штоковой напорной полостью

$$Q = v \cdot \frac{D^2 - d^2}{1270}. \quad (5.2)$$

Время перемещения штока на величину хода s определяют по следующей формуле:

$$\tau = 0,06 \cdot \frac{s}{v}. \quad (5.3)$$

Для гидромотора расход масла и время вращения вала рассчитывают по формулам:

$$Q = \frac{n \cdot V_o}{\eta_o} \cdot 10^{-3}; \quad (5.4)$$

$$\tau = \frac{60 \cdot \varphi}{n}, \quad (5.5)$$

где φ – угол поворота вала гидромотора;

n – частота вращения вала гидромотора;

η_o – объемный КПД, который принимаем равным 1.

Расходы Q_1 и Q_2 масла определяем при прямом и при обратном ходе соответственно.

Результаты расчетов заносим в таблицу 5.1.

По результатам таблицы 5.1 необходимо построить циклограмму (рисунок 5.1) работы гидропривода. Весь цикл делится на так называемые переходы. В течение каждого перехода работают определенные узлы. Если не указано специально, то следует принять следующий цикл: работа узла 1, работа узла 2 и т. д., холостой ход в узле 1, холостой ход в узле 2 и т. д. На эпюрах расходов масла по переходам указывается расход Q и время работы τ , а сверху – поряд-

ковый номер перехода. Суммарную эпюру расходов строим путем сноса и сложения (последнее при одновременной работе каких-либо узлов) отдельных эпюр расходов.

Таблица 5.1 – Данные для построения циклограммы

Гидродвигатель	Исходные данные							Определяемые величины		
	D , мм	d , мм	V_0 , см ³	s , мм	v , м/мин	n , мин ⁻¹	φ , град	Q_1 , л/мин	Q_2 , л/мин	τ , с
										
										

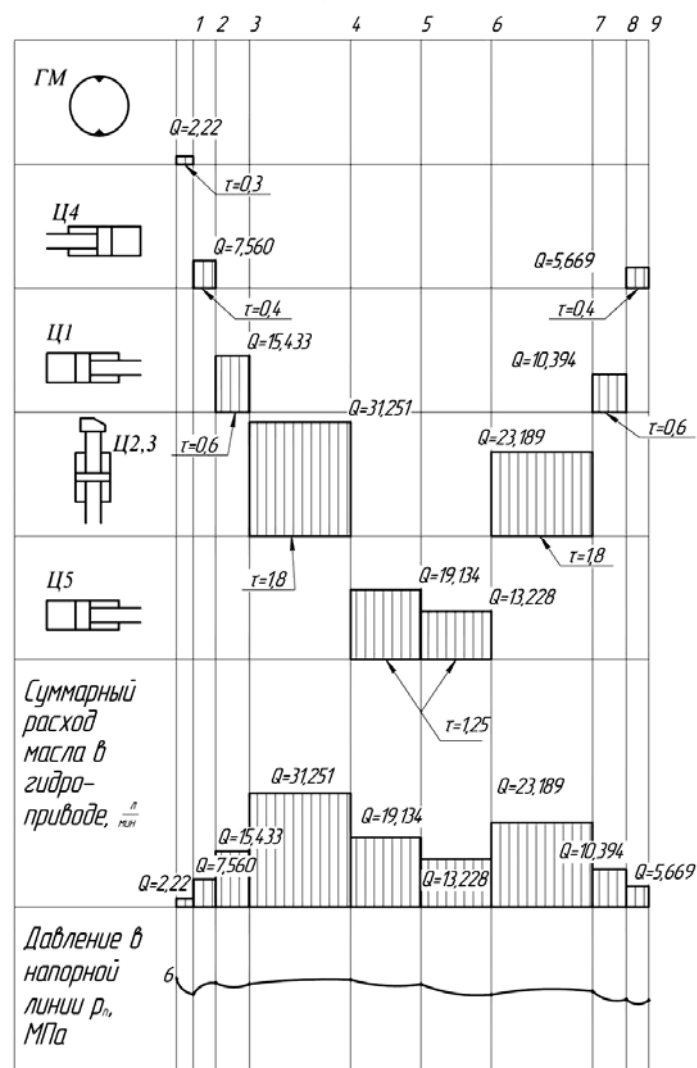


Рисунок 5.1 – Пример циклограммы

Для выбора источников давления заполняем таблицу 5.2, используя данные таблицы 5.1 и циклограмму работы гидропривода.

Таблица 5.2 – Выбор источников давления

Номер перехода	Наименование перехода	Время перехода τ_i , с	Расход масла Q_i , л/мин	Объем масла, л		$\Delta V_i = V_{ni} - V_{ti}$	Давление в конце перехода p_i , МПа
				требуемый насосом V_{ti}	подаваемый насосом V_{ni}		

Для заполнения таблицы 5.2 необходимо рассчитать следующие зависимости.

Требуемый объем масла в каждом переходе цикла

$$V_{ti} = \frac{Q_i \cdot \tau_i}{60}, \quad (5.6)$$

где i – номер перехода.

Требуемая подача насоса

$$Q_T = 60 \cdot \frac{\sum V_{ti}}{\sum \tau_i}. \quad (5.7)$$

Исходя из Q_T и p_n выбираем насос по [1].

Объем масла, подаваемый насосом за время τ_i каждого перехода, вычисляется по формуле

$$V_{ni} = \frac{Q_n \cdot \tau_i}{60}, \quad (5.8)$$

где Q_n – подача насоса (из [1]) при эксплуатации в номинальном режиме.

Разность требуемых объемов для каждого перехода

$$\Delta V_i = V_{ni} - V_{ti}. \quad (5.9)$$

Задавшись величиной давления зарядки, принимая во внимание $\Delta V_{i\max}$, выбираем аккумулятор по [1], обеспечивающий поддержание необходимой величины давления в гидроприводе (на схеме гидропривода аккумулятор не показан). Затем, учитывая ΔV_i для каждого перехода по номограмме из [1] для принятого аккумулятора, определяем давление p_i в конце перехода. На циклограмме строим график изменения p_i . Необходимо иметь в виду, что измене-

ние p_i в промежутках между переходами происходит по кривой выпуклостью вверх (увеличение p_i) и выпуклостью вниз (уменьшение p_i).

6 Выбор гидроаппаратуры и трубопроводов

Согласно принципиальной гидросхеме подбирается аппаратура гидропривода. Аппаратура подбирается по величине давления и пропускаемому расходу. Потери давления Δp_p и допустимые утечки в аппаратуре $Q_{ут}$ находят в их технической характеристике из [1]. При этом нужно иметь в виду, что в [1] Δp_p указаны для некоторого расхода Q_p . Если аппарат пропускает расход Q , то потери давления Δp_a в нем при этом расходе определяются для распределителей и клапанов по соответствующим формулам:

$$\Delta p_a = \Delta p_p \left(\frac{Q}{Q_p} \right)^2; \quad (6.1)$$

$$\Delta p_a = \Delta p_p \frac{Q}{Q_p}. \quad (6.2)$$

Потери давления находятся при совершении гидродвигателем прямого хода. Данные сводятся в таблицу 6.1.

Таблица 6.1 – Выбор гидроаппаратуры

Наименование	Тип	Расход Q , л/мин	Расход Q_p , л/мин	Перепад давлений Δp_p , МПа	Перепад давлений Δp_a , МПа	Утечки $Q_{ут}$, см ³ /мин
Распределитель						
Клапан обратный						
...						

При выборе диаметра трубопровода необходимо учитывать рекомендацию, регламентирующую скорость v_m потоков масла в трубопроводах в зависимости от их назначения и номинального давления p_n (таблица 6.2).

Таблица 6.2 – Скорости потоков жидкости

p_n , МПа	2,5	6,3	16	32
v_m , м/с	2	3,2	4	5

При расходе Q внутренний диаметр трубопровода, по которому проходит масло:

$$d_{\text{в}} = 4,6 \cdot \sqrt{Q / v_{\text{м}}} . \quad (6.3)$$

Минимально допустимая толщина стенки трубопровода

$$j = \frac{p \cdot d_{\text{в}}}{2 \cdot \tau_{\text{вр}}} \cdot k_{\text{б}}, \quad (6.4)$$

где $\tau_{\text{вр}}$ – предел прочности на растяжение материала трубопровода (для стали 10 – 343 МПа; для стали 20 – 412 МПа; для стали 35 – 510 МПа; для стали 45 – 589 МПа);

$k_{\text{б}}$ – коэффициент безопасности, $k_{\text{б}} = 4 \dots 8$.

По рассчитанной толщине стенки j принимается ее стандартное значение. Затем с учетом потребного внутреннего диаметра $d_{\text{в}}$ определяется наружный диаметр трубы $d_{\text{н}}$, который имеет стандартную величину (таблица 6.3). Не рекомендуется толщину стенки j принимать менее 0,5 мм.

Таблица 6.3 – Основные размеры бесшовных холоднодеформированных труб

$d_{\text{н}}$, мм	j , мм	$d_{\text{н}}$, мм	j , мм
5	0,3...1,5	24	0,4...6,5
6	0,3...2	25...28	0,4...7
7...9	0,3...2,5	30	0,4...8
10	0,3...3,5	32...36	0,4...8
11, 12	0,3...5,5	38...40	0,4...9
13...15	0,3...4	42	1...9
16...19	0,3...5	45...48	1...10
20	0,3...6	50	1...12
21...23	0,4...6		

Выбрав трубопровод по наружному диаметру и толщине стенки, необходимо пересчитать его внутренний диаметр, т. к. в дальнейших расчетах учитывается именно он.

7 Моделирование местного сопротивления

Целью моделирования местного сопротивления трубопровода является определение потери давления Δp_0 в нем. Предполагается, что местное сопротивление расположено в напорной магистрали.







Моделирование выполняем в среде САПР. Основные команды САПР NX, необходимые для моделирования, приведены в таблице 7.1.

Запускаем САПР NX.

Выполняем команду «New» (см. таблицу 7.1), которая активирует диалог

«New» (рисунок 7.1), позволяющий создать файл твердотельной модели местного сопротивления.

Таблица 7.1 – Команды САПР NX

Команда	Приложение	Вкладка	Группа	Кнопка
New	—	Home	Standart	 New
Save	Modeling	—	—	
Pre/Post	Modeling	Application	Simulation	 Pre/Post
New Fem	Pre/Post	Home	Context	Выпадающая кнопка  New FEM
Save	Pre/Post	—	—	
New Simulation	Pre/Post	Home	Context	Выпадающая кнопка  New Simulation
Edit Solver Parameters	Pre/Post	—	—	Контекстное меню Simulation Navigator/Solution 1
Solve	Pre/Post	—	—	Контекстное меню Simulation Navigator/Solution 1

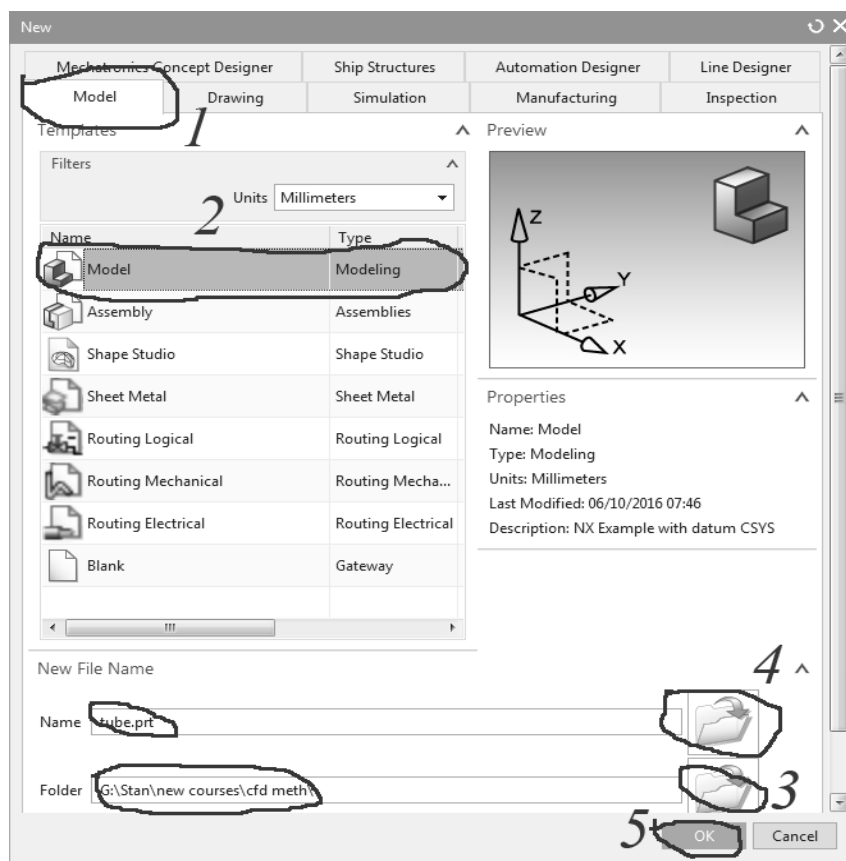


Рисунок 7.1 – Диалог «New»

После этого активируется приложение «Modeling», позволяющее создать твердотельную модель местного сопротивления (рисунок 7.2).

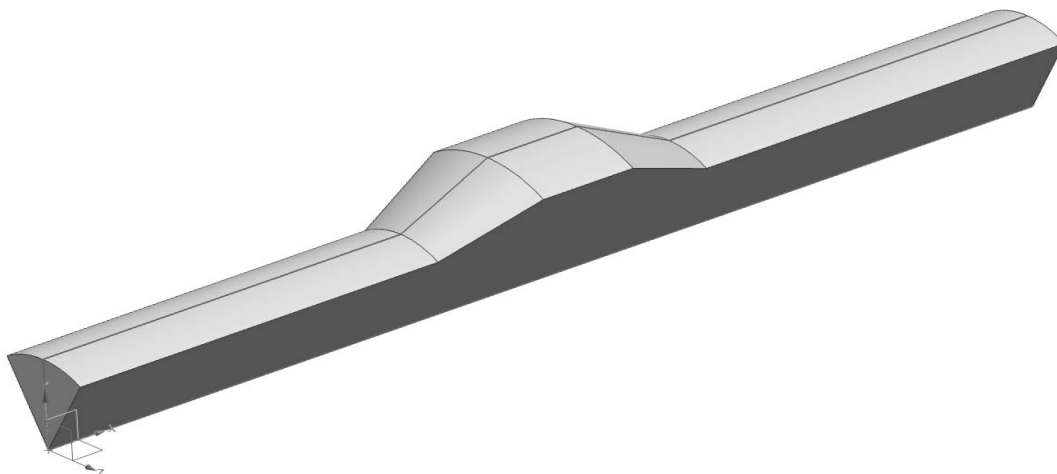


Рисунок 7.2 – Твердотельная модель местного сопротивления

Выполняем команду «Save» (см. таблицу 7.1), которая позволяет сохранить файл твердотельной модели.

Выполняем команду «Pre/Post» (см. таблицу 7.1). Данная команда позволяет активировать приложение «Pre/Post».

Выполняем команду «New Fem» (см. таблицу 7.1). Эта команда активирует диалог «New Part File», который задает шаблон файла расчетной сетки (рисунок 7.3).

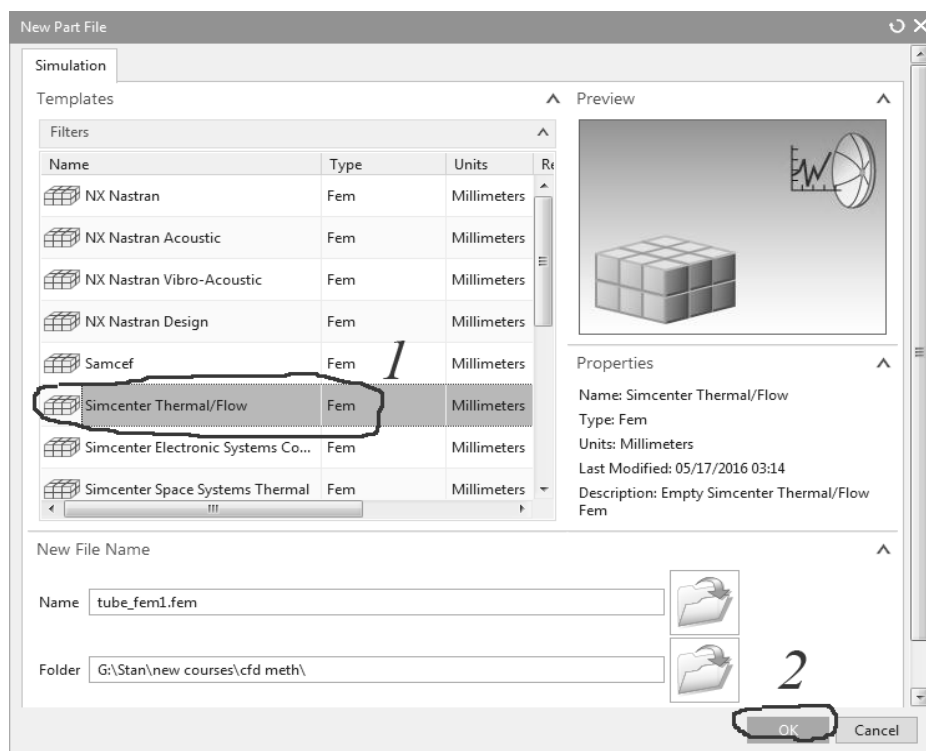


Рисунок 7.3 – Диалог «New Part File»

После этого активируется диалог «New Fem» (рисунок 7.4), который позволяет настроить файл расчетной сетки.

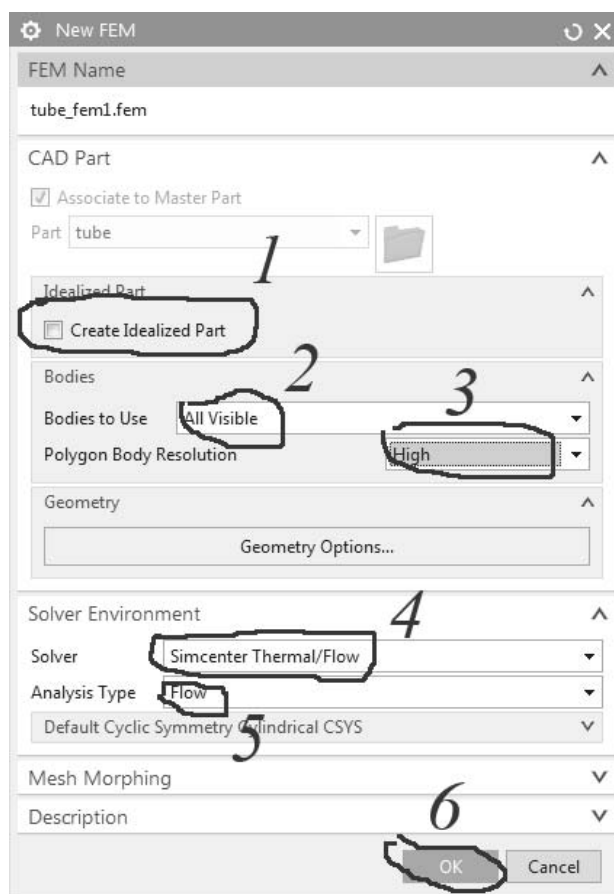


Рисунок 7.4 – Диалог «New Fem»

В созданном файле строим расчетную сетку (рисунок 7.5) и назначаем условно материал.

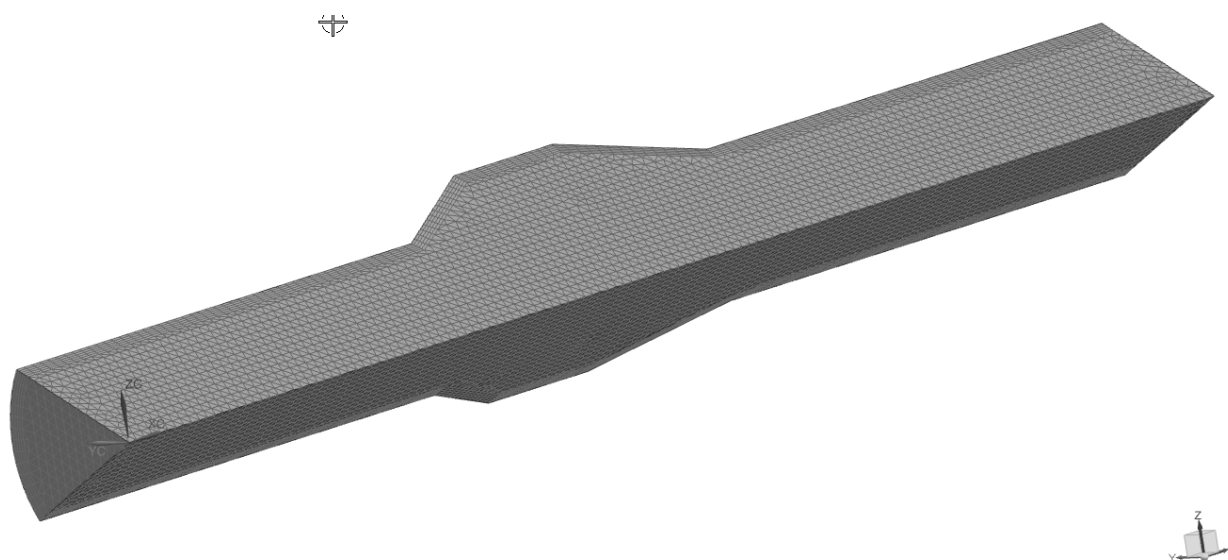


Рисунок 7.5 – Расчетная сетка

Выполняем команду «Save» (см. таблицу 7.1). По этой команде активируется диалог «Name Parts» (рисунок 7.6).

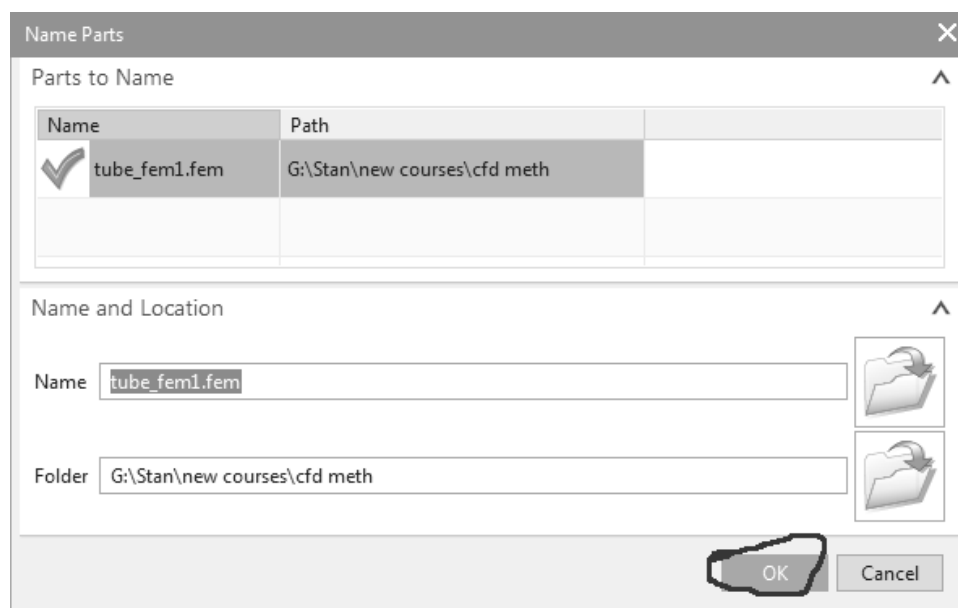


Рисунок 7.6 – Диалог «Name Parts»

Выполняем команду «New Simulation» (см. таблицу 7.1), после чего активируется диалог «New Part File», который позволяет задать шаблон файла симуляции (рисунок 7.7).

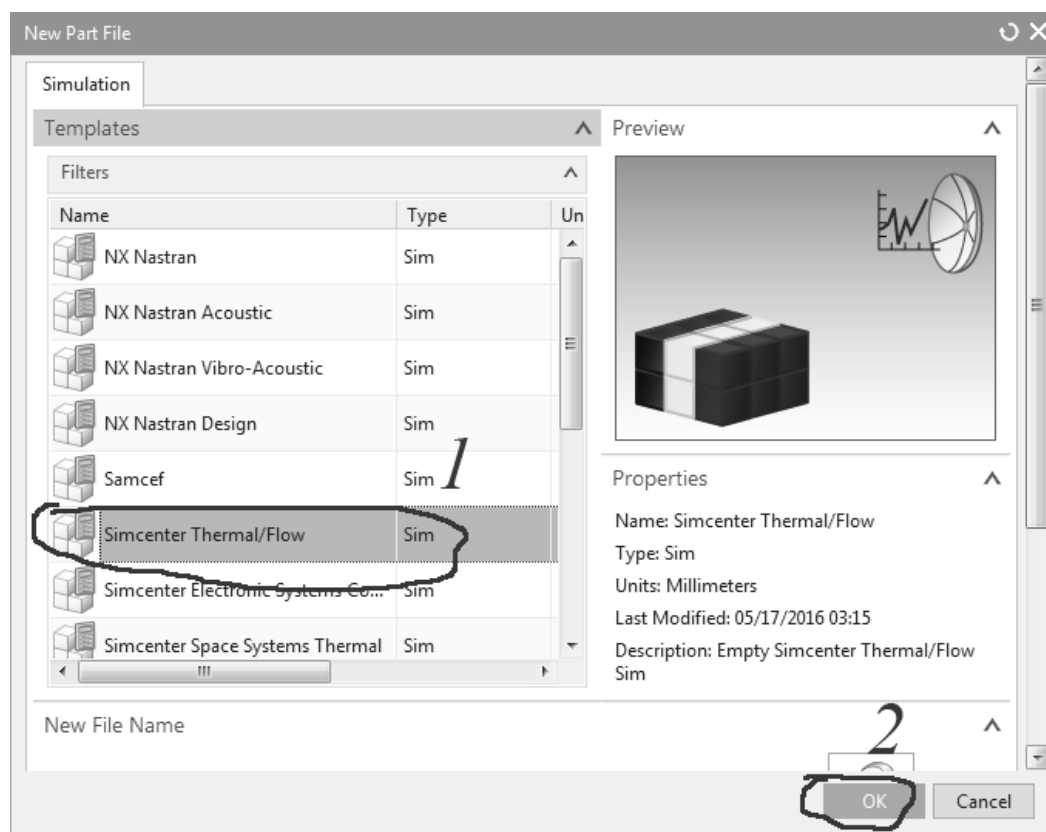


Рисунок 7.7 – Диалог «New Part File»

Далее активируется диалог «New Simulation» (рисунок 7.8). Этот диалог позволяет настроить файл симуляции.

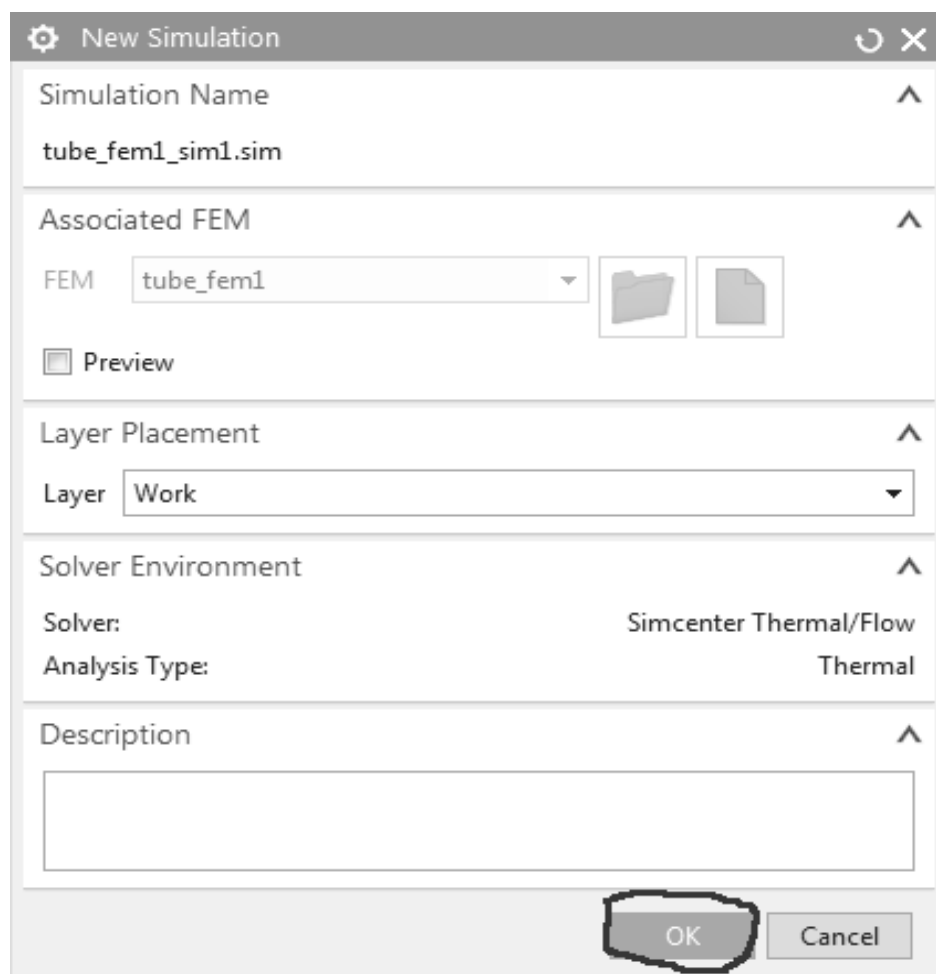


Рисунок 7.8 – Диалог «New Simulation»

Далее активируется диалог «Solution» (рисунок 7.9). Данный диалог позволяет настроить решатель.

Выполняем команду «Edit Solver Parameters» (см. таблицу 7.1), которая активирует диалог «Solver Parameters» (рисунок 7.10). Данный диалог позволяет настроить решатель.

Создаем необходимые объекты симуляции и сохраняем файл командой «Save» (см. таблицу 7.1). Активируется диалог «Name Parts» (рисунок 7.11).

Выполняем команду «Solve» (см. таблицу 7.1). Активируется диалог «Solve» (рисунок 7.12), который позволяет запустить решатель.

После этого, кроме прочих, активируется диалог «Analysis Job Monitor» (рисунок 7.13). Дожидаемся появления сообщения «Completed» и закрываем данный диалог. Загружаем результаты моделирования и измеряем перепад давления. Сохраняем файл симуляции с результатами командой «Save».

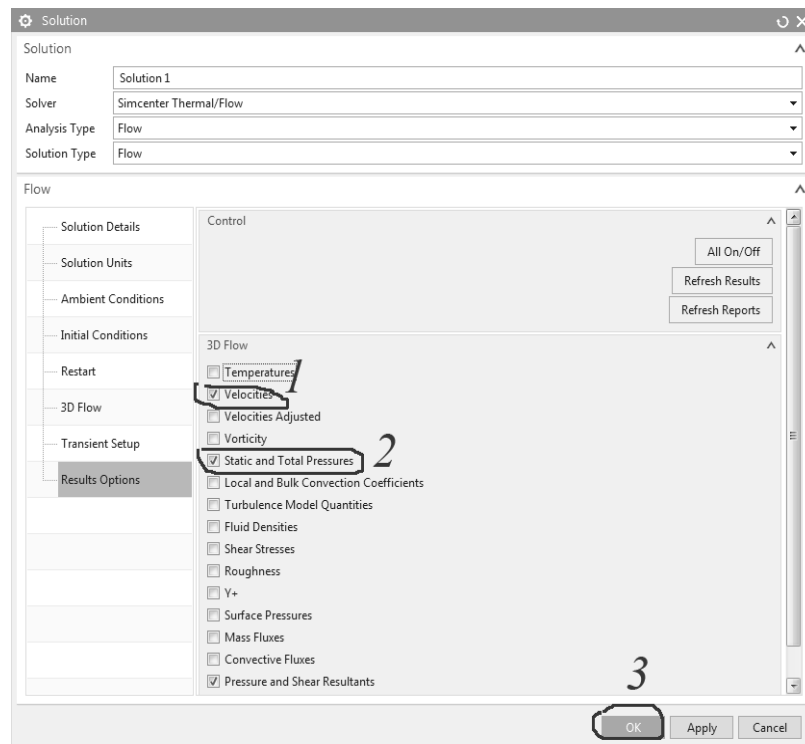
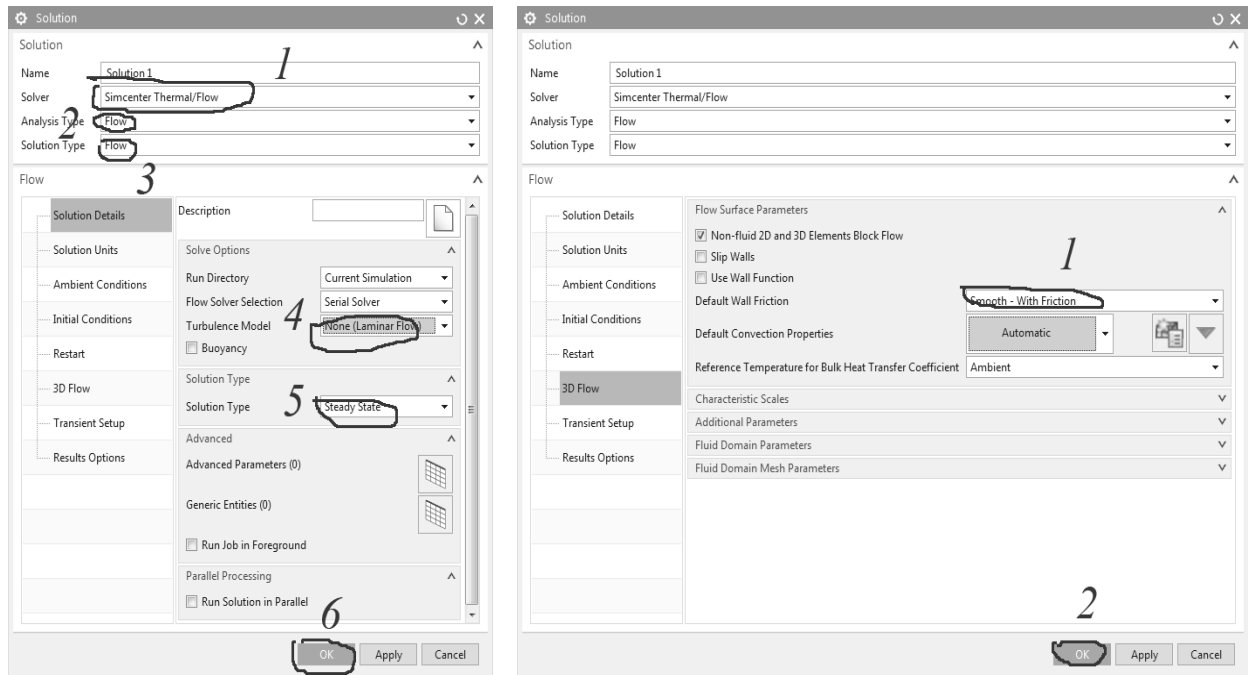


Рисунок 7.9 – Диалог «Solution»

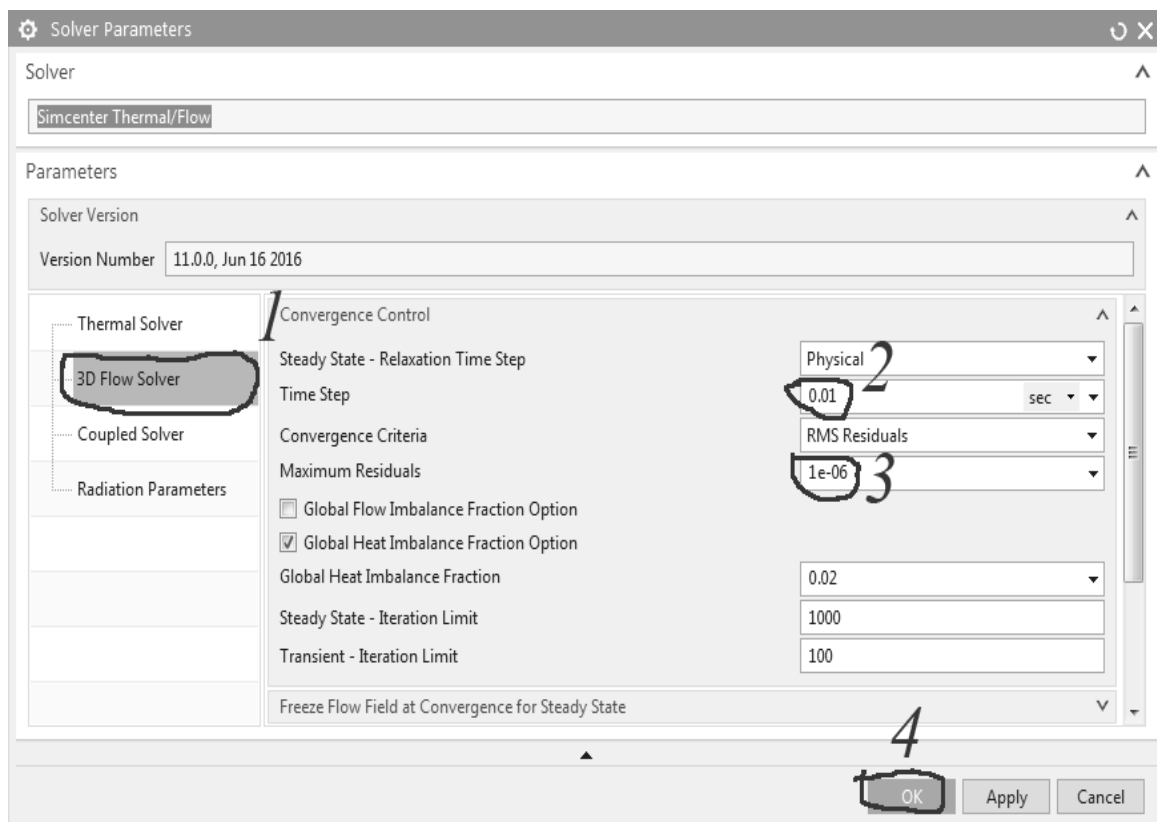


Рисунок 7.10 – Диалог «Solver Parameters»

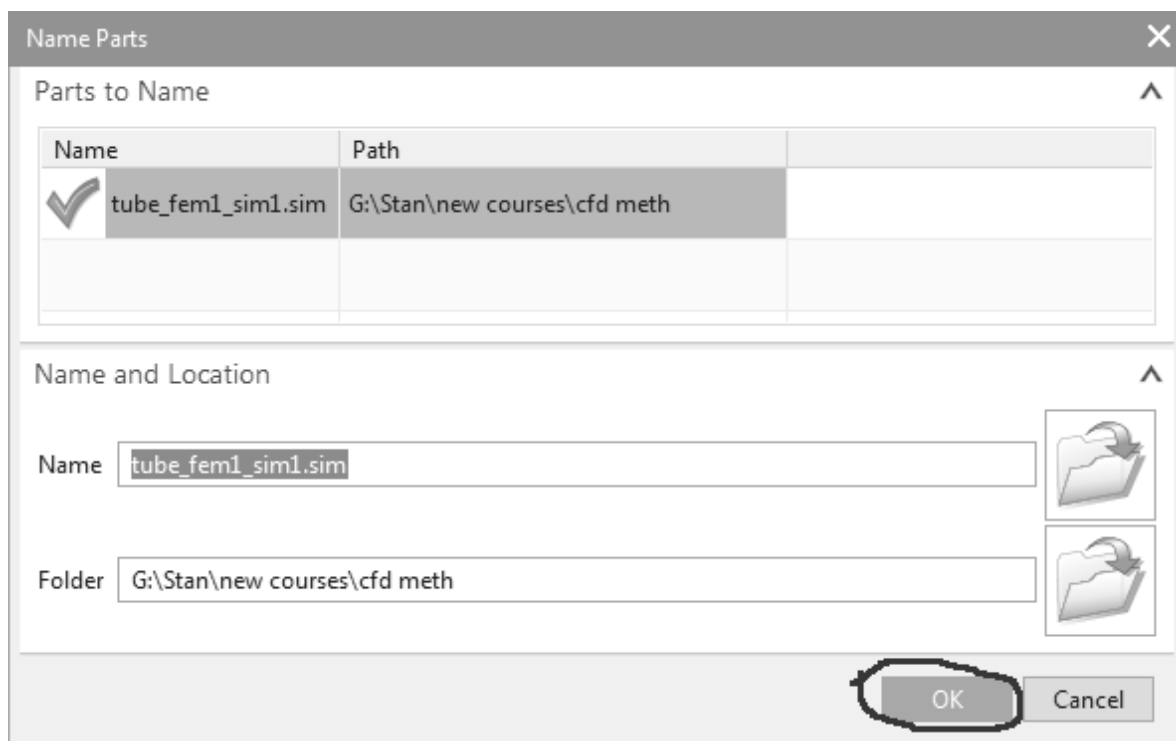


Рисунок 7.11 – Диалог «Name Parts»

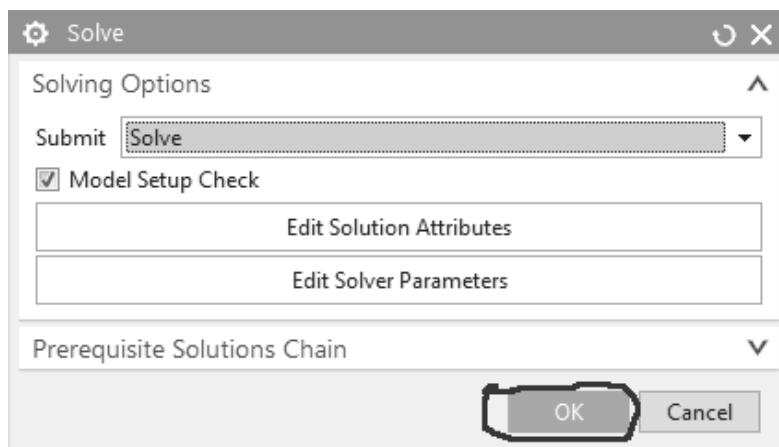


Рисунок 7.12 – Диалог «Solve»

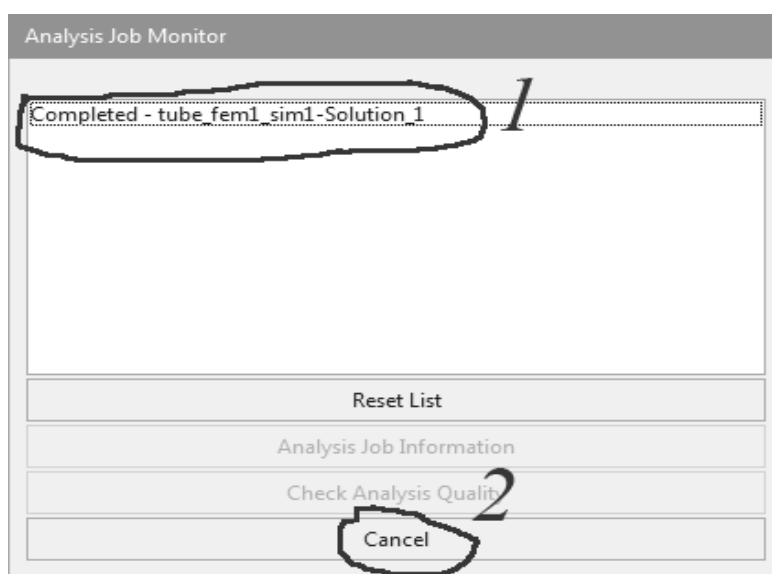


Рисунок 7.13 – Диалог «Analysis Job Monitor»

8 Определение потерь и КПД

Потери в гидроприводе необходимо определять при совершении прямых перемещений. Режим течения масла находят по величине числа Рейнольдса. Для трубопроводов круглого сечения

$$Re = 21200 \cdot \frac{Q}{d_g \cdot \nu}, \quad (8.1)$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости, зависящий от марки принятого масла (таблица 8.1).

Таблица 8.1 – Кинематическая вязкость применяемых марок гидравлических масел

Марка масла	Кинематическая вязкость, мм ² /с
ИГП-18	16,5...20,5
ИГП-30	28...31
ИГП-38	35...40

Если $Re > Re_{кр}$, то режим течения масла турбулентный. Если $Re < Re_{кр}$, то режим течения масла ламинарный. При этом $Re_{кр} = 2300$ для гладких круглых труб.

Определяем потери давления по длине трубопровода. Если режим течения ламинарный, то потери давления в трубопроводе при внутреннем диаметре d_v и расходе Q вычисляют следующим образом:

$$\Delta p_{тр} = 0,62 \cdot \frac{\nu \cdot Q \cdot l}{d_v^4}, \quad (8.2)$$

где l – суммарная длина напорной и сливной гидролиний, $l = l_n + l_c$.

Если режим турбулентный, то

$$\Delta p_{тр} = 7,8 \cdot \frac{Q^2 \cdot l}{d_v^5}. \quad (8.3)$$

Потери давления в различных местных сопротивлениях

$$\Delta p_m = \Delta p_0 + 0,21 \cdot \frac{Q^2}{d_v^4} \cdot \xi, \quad (8.4)$$

где ξ – суммарный коэффициент местных сопротивлений;

Δp_0 – потери давления, определенные в результате моделирования местного сопротивления.

Потери давления $\Sigma \Delta p_a$ в последовательно подключенных аппаратах определяются по таблице 6.1 суммированием.

Суммарные потери давления

$$\Delta p_{сум} = \Delta p_{тр} + \Delta p_m + \Sigma \Delta p_a + \Delta p_1, \quad (8.5)$$

где Δp_1 – перепад давления в гидродвигателе (см. таблицу 4.2).

Определяем гидравлический КПД узла следующим образом:

$$\eta_r = \frac{\Delta p_1}{\Delta p_{сум}}. \quad (8.6)$$

Определяем объемный КПД узла:

$$\eta_o = \frac{Q_1}{Q_1 + \sum Q_{\text{ут}}} \cdot \eta_{\text{ог}}, \quad (8.7)$$

где Q_1 – расход масла гидродвигателем (см. таблицу 5.1);

$\sum Q_{\text{ут}}$ – сумма утечек в аппаратуре узла (см. таблицу 6.1);

$\eta_{\text{ог}}$ – объемный КПД гидродвигателя, который принимаем равным 1.

Рассчитываем общий КПД узла без учета КПД насоса:

$$\eta = \eta_r \cdot \eta_o \cdot \eta_m. \quad (8.8)$$

Расчет общего КПД выполняем для каждого узла.

9 Техника безопасности

Необходимо проанализировать спроектированный гидропривод на соответствие требованиям техники безопасности, в том числе при различных сбоях в работе гидрооборудования (случайные потери давления, сгорание обмотки электромагнита, засорение малых отверстий и т. д.). Необходимо предусмотреть блокировки, исключающие возможность несовместимых движений, падения давления в вертикально расположенных гидроцилиндрах и др.

Для защиты гидроприводов от перегрузок и контроля давления в напорных линиях должны быть установлены предохранительные клапаны и манометры.

При необходимости фиксирования в заданном положении выходных звеньев гидродвигателей должны устанавливаться гидрозамки и другие устройства фиксации.

Гидроприводы с аккумулятором должны иметь предохранительные устройства, защищающие от перегрузки, и устройства, обеспечивающие отключение гидроаккумулятора от гидросистемы и соединение его жидкостной полости со сливной линией.

Следует также устанавливать дополнительные требования, учитывающие особенности конструкции гидропривода.

Список литературы

- 1 **Свешников, В. К.** Станочные гидроприводы : справочник / В. К. Свешников. – 5-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 2008. – 640 с.
- 2 **Сазанов, И. И.** Гидравлика : учебник / И. И. Сазанов, А. Г. Схиртладзе, В. И. Иванов. – Москва : Курс; ИНФРА-М, 2017. – 320 с.
- 3 **Лепешкин, А. В.** Гидравлика и гидропневмопривод. Гидравлические машины и гидропневмопривод : учебник / А. В. Лепешкин, А. А. Михайлин, А. А. Шейпак. – 6-е изд., перераб. и доп. – Москва : ИНФРА-М, 2017. – 446 с.
- 4 Гидравлика в машиностроении: учебник в 2 ч. / А. Г. Схиртладзе [и др.]. – 3-е изд., перераб. и доп. – Старый Оскол: ТНТ, 2016. – Ч. 1. – 392 с.
- 5 Гидравлика в машиностроении: учебник в 2 ч. / А. Г. Схиртладзе [и др.]. – 3-е изд., перераб. и доп. – Старый Оскол: ТНТ, 2016. – Ч. 2. – 96 с.
- 6 **Ухин, Б. В.** Гидравлические машины. Насосы, вентиляторы, компрессоры и гидропривод: учебное пособие / Б. В. Ухин. – Москва: ФОРУМ; ИНФРА-М, 2013. – 320 с.
- 7 **Филин, В. М.** Гидравлика, пневматика и термодинамика: курс лекций / В. М. Филин. – Москва : ФОРУМ; ИНФРА-М, 2015. – 320 с.