

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ЗАЩИТЫ ОТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА

Д. Ф. Исмагилова¹, Р. Ф. Исмагилова², В. А. Целищев³

¹ismagilovadina@gmail.com, ²ismagilowaregina@gmail.com, ³pgl.ugatu@mail.ru

ФГБОУ ВПО «Уфимский государственный авиационный технический университет» (УГАТУ)

Поступила в редакцию 20 апреля 2014 г.

Аннотация. Предложена математическая модель системы защиты от гидравлического удара. Приведена функциональная схема системы. Выполнен сравнительный анализ способов защиты от гидравлического удара. Рассчитаны и построены переходные процессы перемещения запорного элемента основного клапана, изменения давления рабочей среды.

Ключевые слова: гидравлический удар; защита от гидравлического удара; математическая модель.

При работе нефтепровода в случае быстрого перекрытия сечения трубопровода, остановке и пуске насосных агрегатов и других элементов трубопроводной системы имеет место возникновение волны повышенного и пониженного давления – гидравлические удары, распространяющиеся по трубопроводу, которые могут привести к снижению надежности отдельных элементов и гидравлической системы в целом. Это может повлечь за собой разлив нефти и нефтепродуктов, последствия которого могут быть крайне неблагоприятны для окружающей среды.

В связи с этим необходимо располагать способами и техническими средствами стабилизации давления в трубопроводе.

1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

Для защиты нефтепровода от отказа трубопроводной арматуры, повреждения трубопровода и др. аварийных ситуаций колебания давления, связанные с гидравлическим ударом, должны быть погашены. В трубопроводных системах особенно важно, чтобы система гашения гидроудара обладала высоким быстродействием и высокой пропускной способностью.

Известно несколько способов гашения гидроудара, которые делятся на следующие группы:

- применение различных клапанов;
- отбор жидкости с использованием предохранительных клапанов
- использование гасителей колебаний.

Применение различных клапанов представляет собой установку обратных клапанов, клапанов-гасителей и клапанов для впуска и заземления воздуха.

Отбор жидкости перед отсечными клапанами осуществляется при помощи клапанов отбора жидкости, настраиваемых на определенное значение давления и разрывных мембран.

Гасители колебания делятся на следующие типы: ресиверы, стабилизаторы давления и воздушные колпаки.

Эффективность некоторых средств гашения колебаний давления в трубопроводных системах ограничена вследствие ряда принципиальных недостатков. При использовании гасителей без диссипативных элементов, таких как воздушные колпаки, ресиверы, невозможно обеспечить существенное снижение амплитуды колебаний давления. Большие объемы газовой подушки гасителей типа воздушных колпаков не позволяет их использовать в конструкциях с жесткими массогабаритными требованиями. Гасители интерференционного типа весьма чувствительны к изменению характеристик гасимых колебаний и работоспособны лишь в случае гармонических колебаний, крайне редко встречающихся в реальных технических системах. Применение клапанов впуска и заземления воздуха в трубопроводе может оказаться недостаточным для полного снижения повышения давления при гидроударе в системах трубопровода со сложным профилем, а впущенный в трубопровод нерастворенный воздух может создавать дополнительные сопротивления.

Таблица 1

Сравнительный анализ способов защиты от гидроудара

	Преимущества	Недостатки
Впуск и заземление воздуха в трубопроводе	уменьшения приведенного модуля упругости напорной системы, возможность ликвидации разрывов сплошности потока	впущенный в трубопровод нерастворенный воздух создает дополнительное сопротивление
Установка обратных клапанов	может сократить ударное давление у первого обратного клапана	сложность монтажа, трудность обслуживания, невозможность гарантировать последовательное срабатывания клапанов
Уменьшение приведенного модуля упругости системы	существенное уменьшение давления гидравлического удара	применение трубопроводов, имеющих небольшой модуль упругости, ограничено их прочностными характеристиками
Установка стабилизаторов давления и гасителей колебаний	надежность эксплуатации, модульная конструкция – быстрый монтаж/демонтаж	устройства для неоднородных сред имеют сложную конструкцию
Отбор жидкости перед отсечными клапанами	универсальность приема искусственного снижения величины гидроудара	установка дополнительного громоздкого оборудования для сброса жидкости

Разрывные мембраны требуют замены после каждого срабатывания, кроме того, они неэкологичны. Наиболее популярным и эффективным решением рассматриваемой проблемы является установка предохранительных клапанов. Принцип действия этих устройств состоит в отводе части жидкости в специальный резервуар для снижения темпа нарастания давления [1].

В табл. 1 отражены основные преимущества и недостатки способов защиты от гидравлического удара.

2. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Проведенный анализ позволил выявить, что среди представленных на сегодня конструкций устройств защиты от гидравлического удара наиболее перспективными являются устройства, представляющие из себя предохранительный клапан с сервоприводами, которые позволяют повысить пропускную способность и уменьшить время срабатывания клапана [2].

На основании вышесказанного была разработана система защиты от гидравлического удара с электропневматической системой автоматического управления [3].

На рис. 1 представлена система защиты от гидравлического удара.

Работа устройства осуществляется следующим образом.

После запуска блок управления (БУ) принимает показания с датчика давления (ДД), и сравнивает полученное значение с заданными значениями давления и скорости изменения давления, формируя два управляющих сигнала: один – пропорциональный скорости изменения давления в нефтепроводе 1, другой – пропорциональный уровню давления в нефтепроводе 1. Как только контролируемое переменное давление в нефтепроводе 1 изменяется, блок управления (БУ) передает сигналы на электромагниты второго клапана 2 и третьего клапана 3.

Второй клапан 2 получает сигнал от блока управления (БУ), пропорциональный скорости изменения давления в нефтепроводе 1, вследствие чего происходит открытие второго клапана 3 и выпуск газа из системы управления.

Третий клапан 3 получает сигнал от блока управления (БУ), пропорциональный уровню давления в нефтепроводе 1, вследствие чего происходит открытие третьего клапана 3 и выпуск газа из системы управления.

При открытии хотя бы одного из клапанов 2 или 3 давление в камере 4 первого клапана 5 снижается и становится меньше давления на затвор 6 со стороны нефтепровода 1. Первый клапан 5 открывается, осуществляя отвод рабо-

чей среды из нефтепровода 1 через выходное отверстие 7 для сглаживания волны давления, о которой свидетельствует скорость изменения давления или уровень давления в нефтепроводе 1.

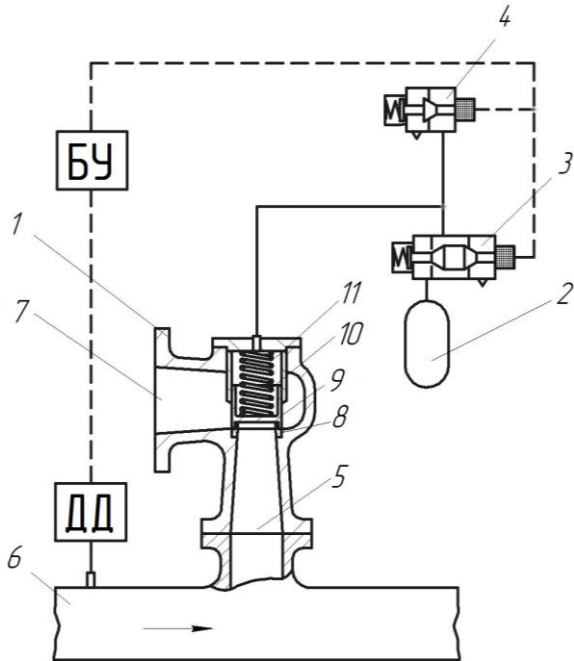


Рис. 1. Система защиты от гидравлического удара: БУ – блок управления, ДД – датчик давления, 1 – нефтепровод, 2, 3 – вспомогательные клапаны, 4 – рабочая камера основного клапана, 5 – основной клапан, 6 – затвор основного клапана, 7 – выходное отверстие основного клапана, 8 – седло основного клапана, 9 – входное отверстие основного клапана, 10 – газовая полость, 11 – пневмоаккумулятор

При исследовании и расчете предохранительного клапана как элемента САР должны быть определены теоретически или экспериментально прежде всего статические и динамические характеристики [4].

3. МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

Для выполнения необходимых расчетов при разработке математических моделей электропневматической системы, использовался программный комплекс Maple 13. Функциональная схема изображена на рис. 2.

При составлении математической модели системы защиты от гидравлического удара использованы следующие основные допущения:

- динамический процесс происходит в окрестностях установившегося движения привода при среднем положении поршня в клапане;
- рабочая жидкость сжимаема, модуль объемной упругости жидкости является постоянной

величиной, нерастворенный воздух в системе отсутствует;

- модуль объемной упругости газа, коэффициенты вязкости, а также коэффициенты расходов клапанов, жесткости пружин – величины постоянные;
- сухое трение в клапанах мало и им можно пренебречь;
- объемные потери жидкости и газа малы и ими можно пренебречь;
- температура рабочей жидкости в течение рассматриваемого динамического процесса не изменяется.

Математическая модель состоит из следующих уравнений:

- уравнение баланса расхода рабочей среды в системе:

$$Q_P - Q_{\text{потр}} = \frac{W_0 + A_P y}{E_{\text{ж}}} \frac{dp_P}{dt} + \mu_{\text{КЛ}} A_P y \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_{\text{ж}}}} (p_P - p_{\text{сЛ}}) + A_P \frac{dy}{dt}, \quad (1)$$

где W_0 – объем рабочей среды, находящийся в трубопроводе от источника питания к потребителю и к основному клапану; $E_{\text{ж}}$ – модуль объемной упругости рабочей среды; $\mu_{\text{КЛ}}$ – коэффициент расхода клапана; A_P – площадь контакта поршня основного клапана с рабочей средой; p_P – давление рабочей среды; y – перемещение поршня основного клапана;

- уравнение движения поршня основного клапана:

$$m_{\text{П}} \frac{d^2 y}{dt^2} = A_P p_P - b_{\text{П}} \frac{dy}{dt} - C_{\text{пр}}(y_0 + y) - A_{\text{Г}} \cdot p_{\text{Г}}, \quad (2)$$

где $m_{\text{П}}$ – масса поршня основного клапана, $b_{\text{П}}$ – коэффициент вязкого трения поршня, $C_{\text{пр}}$ – жесткость пружины основного клапана, $A_{\text{Г}}$ – площадь контакта поршня основного клапана с газом, $p_{\text{Г}}$ – давление в газовой полости, y_0 – начальное положение поршня;

- уравнение движения поршня вспомогательного клапана 1 (ВК1):

$$m_{\text{П1}} \cdot \frac{d^2 \delta_1}{dt^2} = K_{\text{F1}} \cdot I_1 - p_0 \cdot A_1 - K_{\text{F1}} \cdot \delta_1 - b_{\text{П1}} \cdot \frac{d\delta_1}{dt} - C_{\text{пр1}} \cdot \delta_1, \quad (3)$$

где $m_{\text{П1}}$ – масса поршня ВК1; δ_1 – перемещение поршня ВК1; K_{F1} – коэффициент крутизны

силовой характеристики; I_1 – ток в обмотке управления ВК1; p_0 – давление газа в пневмоаккумуляторе; A_1 – площадь контакта газа с поверхностью поршня ВК1; $K_{F\delta 1}$ – коэффициент крутизны механической характеристики; $b_{П1}$ – коэффициент вязкого трения поршня ВК1; $C_{пр1}$ – жесткость пружины ВК1;

- уравнения электрической цепи ЭМП1:

$$\begin{cases} U_1 = R_{ЭМП1} I_1 + L_1 \frac{dI_1}{dt} + K_{ПЭ1} \frac{d\delta_1}{dt}, \\ U_1 = K_{БУ1} \frac{dp_p}{dt}, \end{cases} \quad (4)$$

где U_1 – напряжение в обмотках преобразователя; $R_{ЭМП1}$ – суммарное активное сопротивление контура усилителя и обмоток управления; L_1 – индуктивность обмоток управления ЭМП1; $K_{ПЭ1}$ – коэффициент противоЭДС; $K_{БУ1}$ – коэффициент усиления усилителя по изменению давления;

- уравнение движения поршня вспомогательного клапана 2 (ВК2):

$$m_{П2} \cdot \frac{d^2 \delta_2}{dt^2} = K_{Fi2} \cdot I_2 + p_r \cdot A_2 - K_{F\delta 2} \cdot \delta_2 - b_{П2} \cdot \frac{d\delta_2}{dt} - C_{пр2} \cdot \delta_2, \quad (5)$$

где $m_{П2}$ – масса поршня ВК2, δ_2 – перемещение поршня ВК2; K_{Fi2} – коэффициент крутизны силовой характеристики; I_2 – ток в обмотке управления ВК2; p_r – давление газа в системе; A_2 – площадь контакта газа с поверхностью поршня ВК2; $K_{F\delta 2}$ – коэффициент крутизны механической характеристики; $b_{П2}$ – коэффициент вязкого трения поршня ВК2; $C_{пр2}$ – жесткость пружины ВК2;

- уравнения электрической цепи ЭМП1:

$$\begin{cases} U_2 = R_{ЭМП2} \cdot I_2 + L_2 \cdot \frac{dI_2}{dt} + K_{ПЭ2} \cdot \frac{d\delta_2}{dt}, \\ U_2 = K_{БУ2} \cdot p_p. \end{cases} \quad (6)$$

где U_2 – напряжение в обмотках преобразователя; $R_{ЭМП2}$ – суммарное активное сопротивление контура усилителя и обмоток управления; L_2 – индуктивность обмоток управления ЭМП2; $K_{ПЭ2}$ – коэффициент противоЭДС; $K_{БУ2}$ – коэффициент усиления усилителя по давлению.

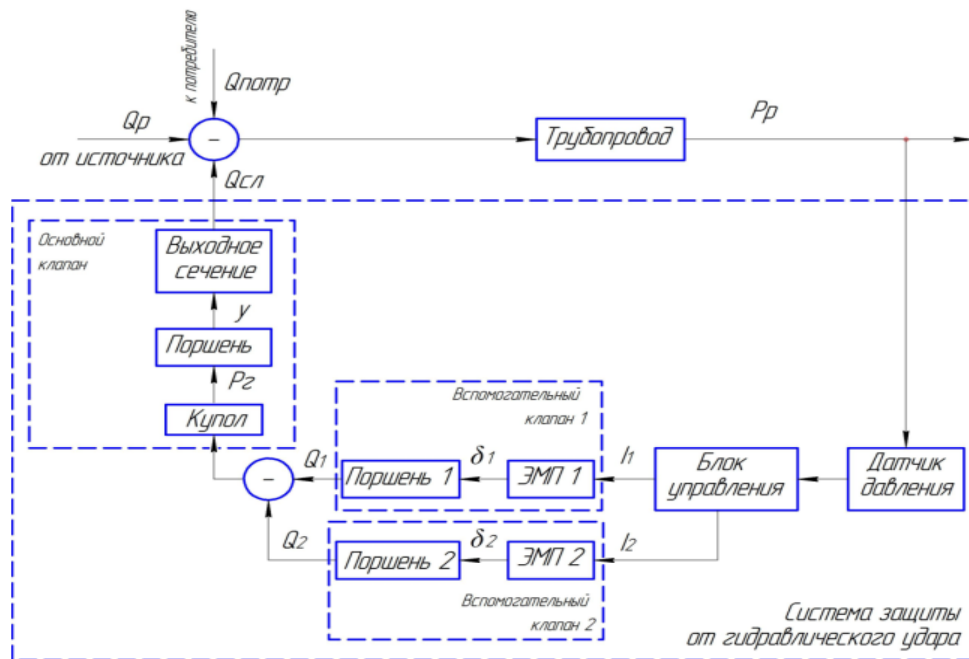


Рис. 2. Функциональная схема электропневматической САУ

• уравнение баланса расходов газа в системе:

$$Q_0 = Q_{\text{сл1}} + Q_{\text{сж1}} + Q_{\text{упр1}} + Q_1, \quad (7)$$

где Q_0 – расход газа, поступающего от аккумулятора во вспомогательный клапан 1 через щель 1:

$$Q_0 = \frac{\mu_1 A_1 (\delta_{1\text{max}} - \delta_1) p_0 \sigma_1}{\rho_{\Gamma}} \sqrt{\frac{k}{RT_0}}, \quad (8)$$

где μ_1 – коэффициент расхода ВК1; $\delta_{1\text{max}}$ – максимальное перемещение поршня ВК1; k – коэффициент Пуассона (адиабаты); ρ_{Γ} – плотность газа; R – удельная газовая постоянная; T_0 – температура газа; σ_1 – коэффициент, характеризующий процесс истечения газа (докритический/закритический):

$$\sigma_1 = \begin{cases} \sqrt{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}, \frac{p_{\Gamma}}{p_0} \leq 0,528,} \\ \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\frac{p_{\Gamma}}{p_0}\right)^{\frac{2}{k}} - \frac{p_{\Gamma}}{p_0}}, \frac{p_{\Gamma}}{p_0} > 0,528; \end{cases} \quad (9)$$

$Q_{\text{сл1}}$ – расход газа через щель 3:

$$Q_{\text{сл1}} = \frac{\mu_1 \pi A_1 \delta_1 p_{\Gamma} \sigma_2}{\rho_{\Gamma}} \sqrt{\frac{k}{RT_0}}, \quad (10)$$

$Q_{\text{сж1}}$ – расход, вызванный сжимаемостью жидкости:

$$Q_{\text{сж1}} = \frac{W_{01} + A_1 \delta_1}{E_{\Gamma}} \frac{dp_{\Gamma}}{dt}, \quad (11)$$

где W_{01} – объем рабочей среды от пневмоаккумулятора до ВК1; E_{Γ} – модуль объемной упругости газа.

$Q_{\text{упр1}}$ – расход, обеспечивающий управление ВК1:

$$Q_{\text{упр1}} = A_1 \frac{d\delta_1}{dt}, \quad (12)$$

Q_1 – расход газа через щель 2:

$$Q_1 = Q_2 + Q_{\text{сж2}} + Q_{\text{упр2}} - Q_{\text{куп}}, \quad (13)$$

Q_2 – расход газа через ВК2:

$$Q_2 = \frac{\mu_2 A_2 \delta_2 p_{\Gamma} \sigma_2}{\rho_{\Gamma}} \sqrt{\frac{k}{RT_0}}, \quad (14)$$

где μ_2 – коэффициент расхода ВК2; σ_2 – коэффициент, характеризующий процесс истечения газа (докритический/закритический):

$$\sigma_2 = \begin{cases} \sqrt{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}, \frac{p_{\text{сл}}}{p_{\Gamma}} \leq 0,528,} \\ \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\frac{p_{\text{сл}}}{p_{\Gamma}}\right)^{\frac{2}{k}} - \frac{p_{\text{сл}}}{p_{\Gamma}}}, \frac{p_{\text{сл}}}{p_{\Gamma}} > 0,528. \end{cases} \quad (15)$$

$Q_{\text{сж2}}$ – расход, вызванный сжимаемостью жидкости:

$$Q_{\text{сж2}} = \frac{W_{02} + A_2 \delta_2}{E_{\Gamma}} \frac{dp_{\Gamma}}{dt}, \quad (16)$$

$Q_{\text{упр2}}$ – расход, обеспечивающий управление ВК2:

$$Q_{\text{упр2}} = A_2 \frac{d\delta_2}{dt}, \quad (17)$$

$Q_{\text{куп}}$ – расход в куполе основного клапана, обеспечивающий управление ОК:

$$Q_{\text{куп}} = A_{\Gamma} \frac{dy}{dt}. \quad (18)$$

С учетом (8)–(19) получаем:

$$\begin{aligned} & \frac{\mu_1 A_1 (\delta_{1\text{max}} - \delta_1) p_0 \sigma_1}{\rho_{\Gamma}} \sqrt{\frac{k}{RT_0}} = \\ & = \frac{\mu_1 \pi A_1 \delta_1 p_{\Gamma} \sigma_2}{\rho_{\Gamma}} \sqrt{\frac{k}{RT_0}} + \frac{W_{01} + A_1 \delta_1}{E_{\Gamma}} \frac{dp_{\Gamma}}{dt} + \\ & + A_1 \frac{d\delta_1}{dt} + \frac{\mu_2 A_2 \delta_2 p_{\Gamma} \sigma_2}{\rho_{\Gamma}} \sqrt{\frac{k}{RT_0}} + \\ & + \frac{W_{02} + A_2 \delta_2}{E_{\Gamma}} \frac{dp_{\Gamma}}{dt} + A_2 \frac{d\delta_2}{dt} - A_{\Gamma} \frac{dy}{dt}. \end{aligned} \quad (19)$$

Реализация разработанной математической модели в математическом пакете Maple позволяет получить динамические характеристики системы.

Исследование динамических свойств системы при различных параметрах рабочей среды и самого устройства позволяет определить диапазон возможного изменения динамических параметров исполнительных механизмов, выработать подход к оптимальному уточнению параметров системы.

На рис. 3–4 приведены расчетные кривые переходных процессов в системе защиты

от гидравлического удара с различными видами транспортируемой рабочей среды (нефти или нефтепродуктов).

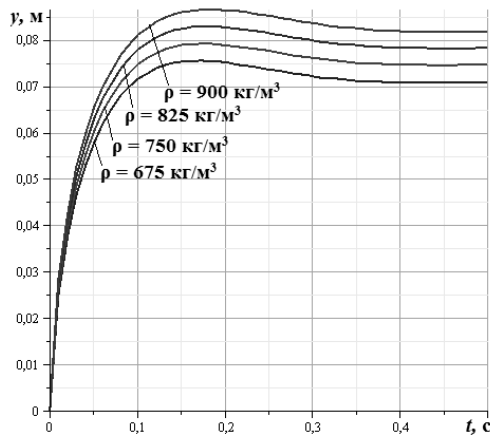


Рис. 3. Влияние плотности рабочей среды на перемещение основного клапана

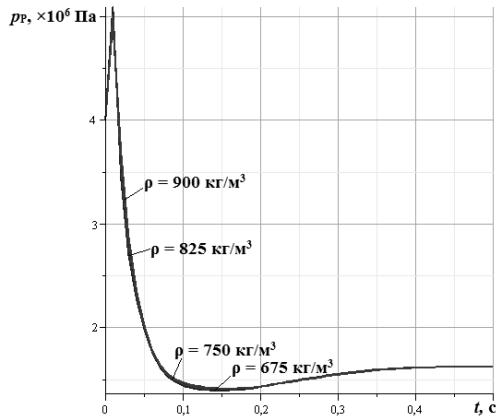


Рис. 4. Влияние плотности рабочей среды на давление рабочей среды

На рис. 5–6 приведены расчетные кривые переходных процессов в системе защиты от гидравлического удара с различными значениями жесткости пружины основного клапана.

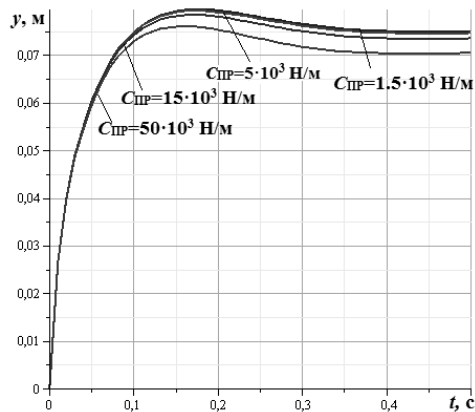


Рис. 5. Влияние жесткости пружины на перемещение основного клапана

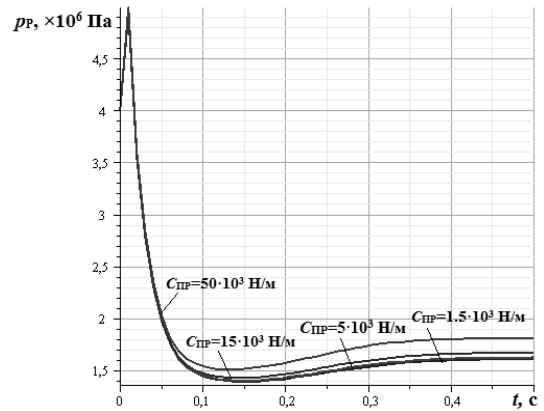


Рис. 6. Влияние жесткости пружины на давление рабочей среды

На рис. 7–8 приведены расчетные кривые переходных процессов в системе защиты от гидравлического удара с различными коэффициентами усиления блока управления.

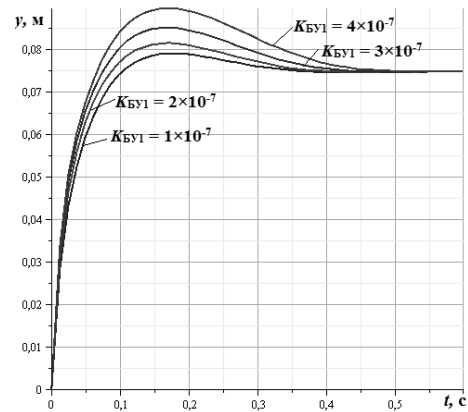


Рис. 7. Влияние коэффициента усиления блока управления на перемещение основного клапана

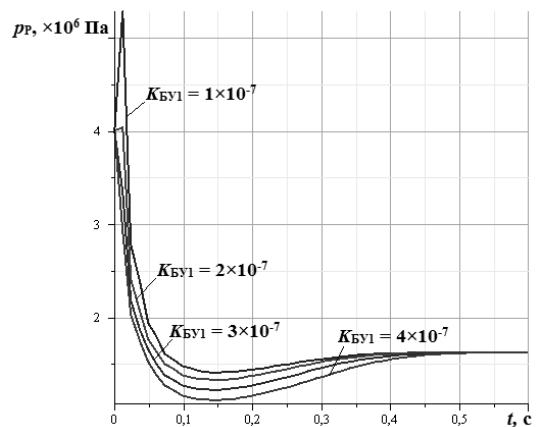


Рис. 8. Влияние коэффициента усиления блока управления на давление рабочей среды

Анализ результатов моделирования переходных процессов исполнительных органов, а также переходного процесса изменения давления рабочей среды (рис. 3–8) показывает, что на быстрдействие системы влияют плотность рабочей среды, величина жесткости пружины, коэффициент блока управления.

В табл. 2 приведен перечень параметров, влияющих на качество переходных процессов.

Таблица 2
Влияние параметров системы на характер переходного процесса

Изменяемый параметр	Влияние на характер переходного процесса при его увеличении
Плотность рабочей среды, $\rho_{ж}$	увеличивает время выхода на режим, увеличивает величину перемещения поршня
Жесткость пружины основного клапана, $C_{пр}$	уменьшает величину перемещения поршня и соответственно время выхода на режим
Коэффициент усиления блока управления, $K_{БУ1}$	увеличивает время выхода на режим, увеличивает перерегулирование

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполненный анализ устройств защиты от гидравлического удара, таких как разрывные мембраны, воздушные колпаки, пружинные предохранительные клапаны, показал, что они мало пригодны для использования в составе систем защиты современных нефтепроводов. Наиболее эффективными являются предохранительные клапаны, осуществляющие сброс жидкости в специальные резервуары.

Разработана система защиты от гидравлического удара и ее математическая модель.

Реализация разработанной математической модели на ЭВМ позволяет получить динамические характеристики системы с учетом влияния различных параметров на характер переходного процесса, что дает возможность определить оптимальные интервалы значений изменяемых параметров системы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Исмагилова Д. Ф., Исмагилова Р. Ф., Целищев В. А.** Использование безразмерных переменных при математическом моделировании предохранительного клапана непрямого действия // Молодежный вестник УГАТУ. 2012. № 4 (5). С. 67–74. [D. F. Ismagilova, R. F. Ismagilova, and V. A. Tselishev, "Using dimensionless variables for mathematical modeling of indirectly working safety valve," (in Russian), *Molodejnyi Vestnik UGATU*, no. 4 (5), pp. 67-74, 2012.]

2. **Исмагилова Д. Ф., Исмагилова Р. Ф.** Модель клапана гашения гидравлического удара // Актуальные проблемы науки и техники: 7-я Всерос. зимн. шк.-сем. аспирантов и молодых ученых (Уфа, 14–16 фев. 2012): тр. конф. Уфа: УГАТУ, 2012. С. 221–224. [D. F. Ismagilova and R. F. Ismagilova, "Model of pressure relief valve," (in Russian), in *Proc. 7th Workshop on Actual problems of science and technic*, Ufa, Russia, 2012, pp. 221-224.]

3. **Патент № 132519.** Система защиты от гидравлического удара / Д. Ф. Исмагилова, Р. Ф. Исмагилова, В. А. Целищев. [D. F. Ismagilova, R. F. Ismagilova, and V. A. Tselishev, *Water hammer protection system: utility model patent no. 132519*.]

4. **Петров П. В., Сунарчин Р. А., Целищев В. А.** Технология вычислительного эксперимента // Вестник УГАТУ. 2008. Т. 10, № 1 (26). С. 30–35. [P. V. Petrov, R. A. Sunarchin, and V. A. Tselishev, "The method of computational experiment," (in Russian), *Vestnik UGATU*, vol. 10, no. 1 (26), pp. 30-35, 2008.]

ОБ АВТОРАХ

ИСМАГИЛОВА Дина Фатыховна, асп. каф. прикладной гидромеханики. М-р техн. и технол. (УГАТУ, 2013). Иссл. в обл. систем защиты от гидравлического удара.

ИСМАГИЛОВА Регина Фатыховна, асп. той же каф. М-р техн. и технол. (УГАТУ, 2013). Иссл. в обл. устройств локализации аварийных разливов нефти и нефтепродуктов.

ЦЕЛИЩЕВ Владимир Александрович, проф., зав. каф. прикладной гидромеханики. Дипл. инж.-мех. (УГАТУ, 1982). Д-р техн. наук по тепл. двигателям (УГАТУ, 2000). Иссл. в обл. систем автоматики ЛА и двиг. установок; систем транспорта нефти и газа.

METADATA

Title: Mathematical modeling of water hammer protection system.

Authors: D. F. Ismagilova¹, R. F. Ismagilova², V. A. Tselishev³

Affiliation:

Ufa State Aviation Technical University (UGATU), Russia.

Email: ¹ismagilovadina@gmail.com.

Language: Russian.

Source: *Vestnik UGATU* (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 18, no. 4 (65), pp. 72-78, 2014. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

Abstract: The mathematical model of water hammer protection system has been proposed. The functional diagram of system is presented. Comparative analysis of water hammer protection methods is assumed. Transient of moving of main valve closure and fluid pressure transient are calculated and built.

Key words: water hammer; water hammer protection; mathematical model.

About authors:

ISMAGILOVA, Dina Fatykhovna, Postgrad. (PhD) Student, Dept. of Applied Hydromechanics. Master of Technics & Technology (UGATU, 2013).

ISMAGILOVA, Regina Fatykhovna, Postgrad. (PhD) Student, Dept. of Applied Hydromechanics. Master of Technics & Technology (UGATU, 2013).

TSELISHEV, Vladimir Aleksandrovich, Prof., Dept. of Applied Hydromechanics. Dipl. mechanic engineer (UGATU, 1982). Cand. of Tech. Sci. (UGATU, 1988), Dr. of Tech. Sci. (UGATU, 2000).