

С. Г. Бажайкин, Р. Ф. Исмаилова, Д. Ф. Исмаилова

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОПНЕВМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ БОНОВОГО ЗАГРАЖДЕНИЯ

Предложена математическая модель электропневматической системы автоматического управления бонового заграждения. Приведена принципиальная пневматическая схема системы. Рассчитаны и построены переходные процессы перемещения запорного элемента редукционного клапана, перемещения штока пневмоцилиндра и изменения давления рабочей среды. *Разлив нефти и нефтепродуктов; ликвидация; локализация; боновое заграждение; пневматическая схема; расчетная схема; функциональная схема; математическая модель; переходный процесс*

Рост объемов добычи нефти приводит к увеличению объемов переработки, транспортировки, хранения, а также потребления нефти и нефтепродуктов, что в свою очередь способствует расширению масштабов их разливов и загрязнения ими окружающей среды.

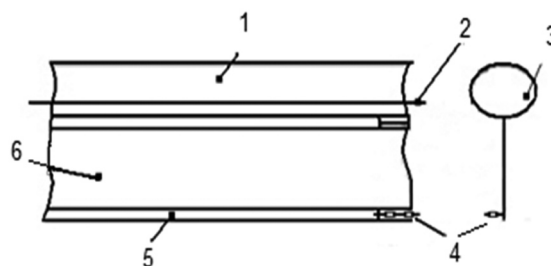
Любая нефтедобыча не может быть абсолютно экологически чистой. Потери от утечек при отказах магистральных нефтепроводов, авариях танкеров и барж, перевозящих нефть и продукты ее переработки, а также вследствие повреждений нефтедобывающих платформ наносят существенный ущерб экономике страны, загрязняют реки, моря и океаны. Разлив нефти и нефтепродуктов на воде является очень серьезной проблемой, в связи с этим существует необходимость в его быстрой ликвидации.

### 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

Существует несколько методов ликвидации аварийного разлива нефти: механический, термический, физико-химический и биологический.

Термический метод предполагает сжигание нефти непосредственно на месте разлива до образования эмульсии нефти с водой. Физико-химический метод основан на использовании химикатов, сорбентов и диспергентов, которые зачастую сами по себе токсичны. Биологический метод предусматривает использование микроорганизмов, способных «питаться» нефтью. С позиции экологической безопасности более предпочтительны механические способы сбора разлитой нефти – путем ограничения ее распространения (локализации) и применения специальных нефтесборных устройств и сепарационных установок.

Основными техническими средствами локализации нефтяного загрязнения являются боновые заграждения. Их предназначением является предотвращение растекания нефти на водной поверхности, уменьшение концентрации нефти для облегчения процесса уборки, а также отвод (траление) нефти от наиболее экологически уязвимых районов. Конструкция типичного серийно выпускаемого бонового заграждения представлена на рис. 1.



**Рис. 1.** Конструкция бонового заграждения:  
1 – надводная часть; 2 – тягловый трос;  
3 – поплавок; 4 – соединительный узел;  
5 – груз (балласт); 6 – подводная часть

Боновые заграждения принято группировать по условиям применения [1]:

- 1-й класс бонов – для защищенных акваторий;
- 2-й класс бонов – для прибрежной зоны, перекрытия входов в гавани, порты, акватории судоремонтных заводов и т.д.;
- 3-й класс бонов – для открытого моря.

В настоящее время известно более 150 видов боновых заграждений [2].

Существующие на данный момент заграждения имеют целый ряд типоразмеров, основным параметром которых является высота бона. Выбор типоразмера зависит от объемов и условий разлива.

## 2. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Для оценки эффективности бонового заграждения было произведено моделирование взаимодействия потока жидкости и бона в программном комплексе Star CCM+.

Система уравнений математической модели, описывающая взаимодействие потока жидкости и бона, после расстановки граничных и начальных условий будет включать в себя:

- уравнения Навье-Стокса:

$$\frac{\partial V}{\partial t} + \nabla(V \otimes V) = -\frac{\nabla p}{\rho} + \frac{1}{\rho} \nabla(\mu + \mu_t) \times$$

$$\times (\nabla V + (\nabla V)^T) + \left(1 + \frac{\rho_{hyd}}{\rho}\right) g,$$

$$\nabla V = 0,$$

где  $V$  – вектор относительной скорости, м/с;  $p$  – относительное давление, Па;  $\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;  $\mu$  – динамическая вязкость, кг/(м·с);  $\mu_t$  – турбулентная вязкость, кг/(м·с);  $T$  – относительная температура, К;  $\rho_{hyd}$  – гидростатическая плотность кг/м<sup>3</sup>;  $g$  – вектор силы тяжести, м/с<sup>2</sup>;

- уравнение энергии:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \nabla(\rho V h) = \nabla \left( \left( \frac{\lambda}{C_p} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \nabla h \right) + Q,$$

где  $h$  – высота столба жидкости, м;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);  $C_p$  – удельная теплоемкость, м<sup>2</sup>/(К·с<sup>2</sup>);  $Pr_t$  – турбулентное число Прандтля;  $Q$  – количество теплоты, Дж;

- уравнение переноса функции заполнения:

$$\frac{\partial F}{\partial t} + \nabla \Delta F = 0,$$

где  $F$  – степень заполнения жидкостью ячейки (относительный объем жидкости в ячейке);

- уравнение чисто конвективного переноса:

$$\frac{\partial C}{\partial t} + \nabla(V C) = 0,$$

где  $C$  – объемная концентрация;

- уравнение расчета средних квадратов пульсаций:

$$\frac{\partial g_c}{\partial t} + \nabla(\rho V g_c) = \frac{1}{\rho} \nabla(\mu_t \nabla g_c) + Q_g,$$

где  $g_c$  – дисперсия массовой концентрации вещества;  $Q_g = 2,8\mu_t (\nabla g_c)^2 - \frac{\rho \varepsilon g_c}{k}$ .

Для замыкания системы уравнений применяются уравнения переноса турбулентной кинети-

ческой энергии и уровня ее диссипации согласно  $k - \varepsilon$  модели. В  $k - \varepsilon$  модели турбулентности турбулентная вязкость  $\mu_t$  определяется с использованием двух основных свойств турбулентности – турбулентной кинетической энергии  $k$  и турбулентной диссипации  $\varepsilon$ :

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}.$$

Уравнение турбулентной кинетической энергии  $k$ :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho V k) = \nabla \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + \mu_t G - \rho \varepsilon.$$

Уравнение диссипации турбулентной кинетической энергии  $\varepsilon$ :

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla(\rho V \varepsilon) = \nabla \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) + C_1 \frac{\varepsilon}{k} \mu_t G - C_2 f_1 \rho \frac{\varepsilon^2}{k}.$$

Эмпирические константы модели турбулентности:  $C_\mu = 0,09$ ;  $\sigma_k = 1$ ;  $\sigma_\varepsilon = 1,3$ ;  $C_1 = 1,44$ ;  $C_2 = 1,92$ .

Данная математическая модель реализуется в программном комплексе Star CCM+, позволяющем рассчитать и наглядно представить взаимодействие потока жидкости и бона.

Визуализация взаимодействия потока жидкости и серийновыпускаемого бонового заграждения, представленная на рис. 2, показала, что цилиндрическая форма надводной части бона является малоэффективной, так как она не препятствует прохождению потока жидкости через бон.

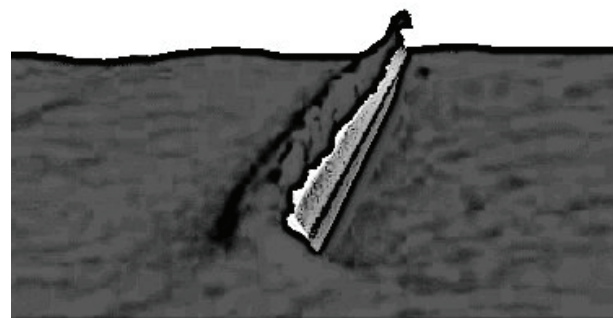
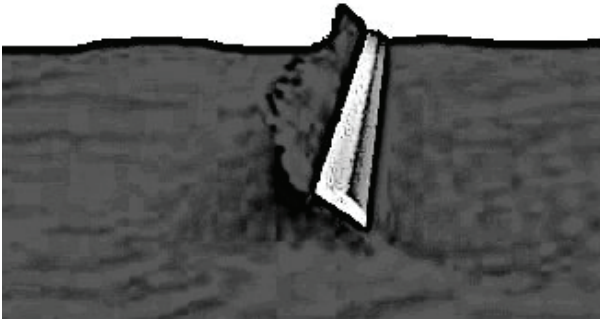


Рис. 2. Визуализация взаимодействия потока жидкости и бонового заграждения с цилиндрической формой надводной части

В связи с этим была предложена серповидная форма надводной части бона, которая не позволяет потоку жидкости перехлестывать за нее, отбрасывая волну против направления ее движения (рис. 3).



**Рис. 3.** Визуализация взаимодействия потока жидкости и бонового заграждения с серповидным сечением надводной части

Используемые в настоящее время на судах боновые заграждения обладают существенными недостатками – они не учитывают массу разлива и условия плавания. Решением данной проблемы является применение электропневматической системы автоматического управления (САУ), позволяющей изменять угол раскрытия бонового заграждения в зависимости от условий эксплуатации [3].

Пневмооборудование, как правило, экономично при относительно низких давлениях (до 7–10 бар), а его рабочая среда (сжатый воздух) доступна и относительно недорога в производстве.

К основным достоинствам пневмопривода можно отнести:

- простота конструкции и техническое обслуживание;
- большой срок службы;
- пожаро- и взрывобезопасность;
- высокое быстродействие;
- возможность передачи энергии на большие расстояния с минимальными потерями [4].

Работа устройства осуществляется следующим образом.

При подаче сигнала на пороховой пневмоаккумулятор происходит воспламенение внутреннего заряда, продукты горения которого вытесняют рабочую среду, в то же время идет сигнал на электромагнит управления редукционного клапана, который регулирует величину давления в системе.

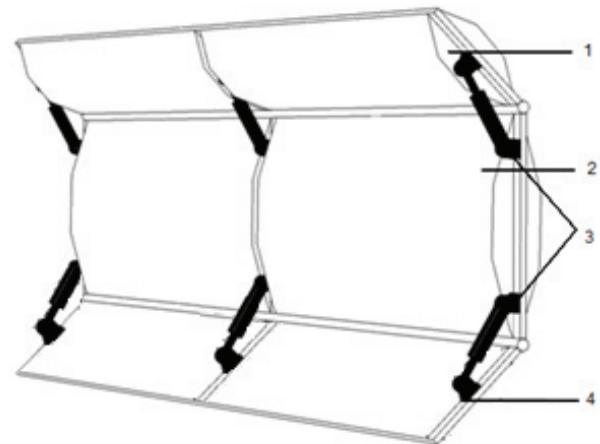
При поступлении сигнала на левый электромагнит распределитель перемещается в положение *a*, при этом рабочая среда перемещается в полость пневмоцилиндра, шток которого раскрывает верхнюю или нижнюю части бона на необходимый угол. При достижении необходимого положения, отслеживаемого датчиком обратной связи, сигнал с электромагнита сни-

мается и распределитель возвращается в нейтральное положение, при этом запирается давление в пневмоцилиндрах, что в свою очередь поддерживает постоянным необходимым углом раскрытия.

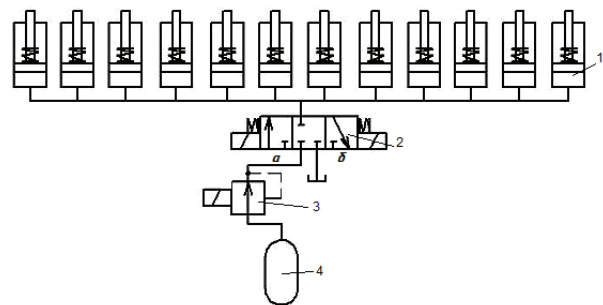
При необходимости увеличения угла раскрытия, блок управления подаст сигнал на электромагнит управления редукционного клапана на увеличение давления и на левый электромагнит распределителя для перемещения его в рабочее положение.

При прекращении эксплуатации сигнал с блока управления поступает на правый электромагнит распределителя, который переместит его в положение *b*, что в свою очередь приведет к сбросу рабочей среды и уменьшению угла раскрытия бона до исходного положения.

На рис. 4 представлена конструкция бонового заграждения с САУ, на рис. 5 – пневматическая схема электропневматической САУ.



**Рис. 4.** Боновое заграждение с электропневматической системой автоматического управления: 1 – верхняя часть; 2 – средняя часть; 3 – пневмоцилиндры; 4 – нижняя часть



**Рис. 5.** Пневматическая схема электропневматической САУ: 1 – пневмоцилиндр; 2 – трехлинейный трехпозиционный распределитель с электромагнитным управлением и пружинным возвратом; 3 – редукционный клапан; 4 – пневмоаккумулятор

Отсутствие инженерных методик моделирования параметров и характеристик таких систем определяет актуальность и необходимость работ, посвященных их проектированию.

Большое значение на данном этапе имеет разработка математической модели электропневматической системы, которая позволит изучить и предсказать поведение физической системы, а также получить количественную оценку параметров, характеризующих процессы, протекающие в системе.

### 3. МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

Для выполнения необходимых расчетов при разработке математических моделей электропневматической системы, использовался программный комплекс Maple 13.

Расчетная и функциональная схемы электропневматической САУ изображены на рис. 6–7 соответственно.

Математическая модель осуществляется при следующих допущениях:

- динамический процесс происходит в окрестностях установившегося движения привода при среднем положении запорного элемента в клапане;

- модуль объемной упругости жидкости, коэффициент вязкости, а также коэффициент расхода клапана, жесткости пружины – величины постоянные;

- температура рабочей среды в течение рассматриваемого динамического процесса не изменяется.

Математическая модель электропневматической САУ включает в себя:

- уравнение электрической цепи для редукционного клапана:

$$U - K_{OC}y = R_{ЭМП}I_1 + L \frac{dI_1}{dt} + K_{ПЭ} \frac{dx}{dt}, \quad (1)$$

где  $U$  – напряжение электрической цепи постоянного тока, В;  $K_{OC}$  – коэффициент обратной связи;  $y$  – перемещение поршня пневмоцилиндра, м;  $R_{ЭМП}$  – активное сопротивление обмотки управления электромагнита, Ом;  $I_1$  – зависимость тока в электрической цепи от времени, А;  $L$  – индуктивность обмотки управления электромагнита, Гн;  $K_{ПЭ}$  – коэффициент противоЭДС, В·с/м;  $x$  – перемещение плунжера, м;

- уравнение движения плунжера:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = K_{Fi}I_1 - K_{F\delta}\delta - F_{ПР1}, \quad (2)$$

где  $m_3$  – масса запорного элемента, кг;  $K_{Fi}$  – коэффициент крутизны силовой характеристики, Н/А;  $K_{\delta i}$  – коэффициент крутизны управляющей

характеристики, м/А;  $F_{ПР1}$  – сила пружины, действующая на плунжер, Н.

Здесь:

$$F_{ПР1} = c_{ПР}x, \quad (3)$$

где  $c_{ПР}$  – жесткость пружины клапана, Н/м.

С учетом (3) получаем:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = K_{Fi}I_1 - K_{F\delta}\delta - c_{ПР}x, \quad (4)$$

- уравнение движения запорного элемента редукционного клапана:

$$m_3 \frac{d^2\delta}{dt^2} = -p_1A_1 + p_2A_2 - p_2A_M + F_{ПР2} - F_{ТР1} - F_{ТР2}, \quad (5)$$

где  $m_3$  – масса запорного элемента, кг;  $\delta$  – перемещение запорного элемента клапана, м;  $p_1$  – давление питания рабочей среды системы, Па;  $A_1$  – площадь контакта газа с давлением  $p_1$  с поверхностью запорного элемента, м<sup>2</sup>;  $p_2$  – давление на выходе из редукционного клапана, Па;  $A_2$  – площадь контакта газа с давлением  $p_2$  с поверхностью запорного элемента, м<sup>2</sup>;  $A_M$  – площадь поверхности мембраны, м<sup>2</sup>;  $F_{ПР2}$  – сила пружины, действующая на запорный элемент, Н;  $F_{ТР1}$  – сила сухого трения запорного элемента, Н;  $F_{ТР2}$  – сила вязкого трения запорного элемента, Н.

Здесь:

$$F_{ПР2} = c_{ПР}(\delta + x), \quad (6)$$

$$F_{ТР2} = b_3 \frac{d\delta}{dt}, \quad (7)$$

где  $b_3$  – коэффициент вязкого трения запорного элемента клапана.

С учетом (6) и (7) получаем:

$$m_3 \frac{d^2\delta}{dt^2} = -p_1A_1 + p_2A_2 - p_2A_M + c_{ПР}(\delta + x) - b_3 \frac{d\delta}{dt} - F_{ТР1}; \quad (8)$$

- уравнения движения поршня пневмоцилиндра:

$$m_{П} \frac{d^2y}{dt^2} = p_2A_{ЭФ} - F_{ТРП1} - F_{ТРП2} - F_{ПРЦ} - F, \quad (9)$$

где  $m_{П}$  – масса поршня пневмоцилиндра, кг;  $A_{ЭФ}$  – эффективная площадь пневмоцилиндра, м<sup>2</sup>;  $F_{ТРП1}$  – сила сухого трения поршня пневмоцилиндра, Н;  $F_{ТРП2}$  – сила вязкого трения поршня пневмоцилиндра, Н;  $F_{ПРЦ}$  – сила пружины, действующая на поршень пневмоцилиндра, Н/м;  $F$  – нагрузка на пневмоцилиндре, Н.

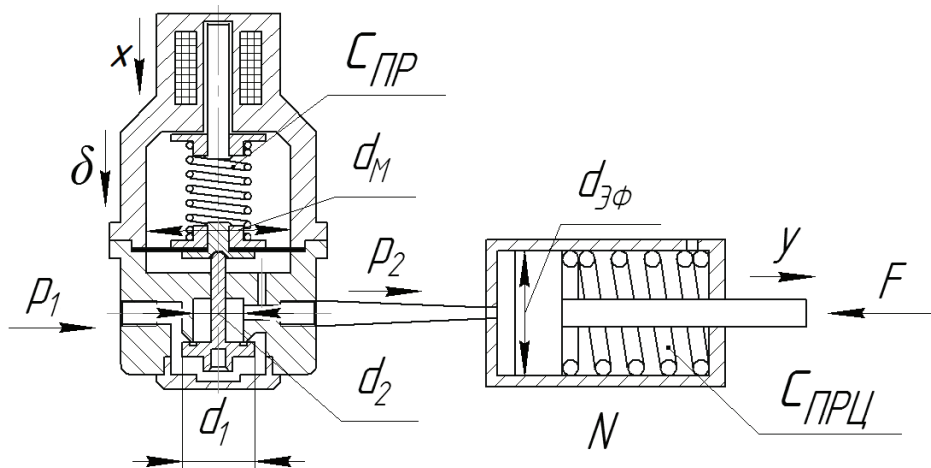


Рис. 6. Расчетная схема электропневматической САУ

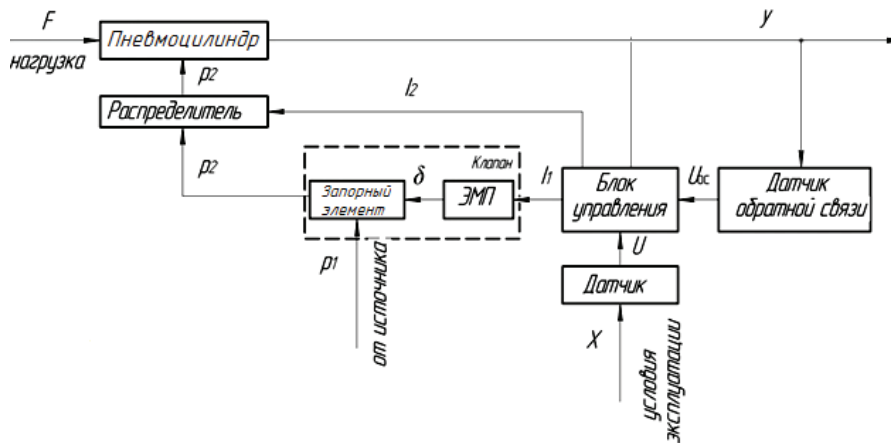


Рис. 7. Функциональная схема электропневматической САУ

Здесь:

$$F_{\text{ПРЦ}} = c_{\text{ПРЦ}} y, \quad (10)$$

$$F_{\text{ТРП2}} = b_{\text{П}} \frac{dy}{dt}, \quad (11)$$

где  $c_{\text{ПРЦ}}$  – жесткость пружины пневмоцилиндра, Н/м;  $b_{\text{П}}$  – коэффициент вязкого трения поршня пневмоцилиндра.

С учетом (10) и (11) получаем:

$$m_{\text{П}} \frac{d^2 y}{dt^2} = p_2 A_{\text{ЭФ}} - F_{\text{ТРП1}} - b_{\text{П}} \frac{dy}{dt} - c_{\text{ПРЦ}} y - F; \quad (12)$$

• уравнение баланса расходов рабочей среды в системе (пневмоцилиндр и редукционный клапан):

$$Q_{\text{КЛ}} = Q_{\text{СЖ}} + N Q_{\text{УПР}} + q, \quad (13)$$

где  $Q_{\text{КЛ}}$  – расход рабочей среды через клапан, м<sup>3</sup>/с;  $Q_{\text{СЖ}}$  – расход, вызванный сжимаемостью жидкости, м<sup>3</sup>/с;  $N$  – количество пневмоци-

линдров;  $Q_{\text{УПР}}$  – расход, обеспечивающий управление пневмоцилиндром, м<sup>3</sup>/с;  $q$  – утечки.

Здесь:

$$Q_{\text{КЛ}} = \begin{cases} \frac{\varepsilon \pi \delta D_2 p_1}{\rho} \sqrt{\frac{2}{(k-1)RT_0} \left( \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right)}, & \text{при } 0 < \frac{p_2}{p_1} \leq 0,528, \\ \frac{\varepsilon \pi \delta D_2 p_1}{\rho} \sqrt{\frac{k}{RT_0} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k}}}, & \text{при } \frac{p_2}{p_1} > 0,528, \end{cases} \quad (14)$$

где  $\varepsilon$  – коэффициент расхода рабочей среды системы;  $D_2$  – диаметр запирающего элемента клапана, м;  $\rho$  – плотность рабочей среды системы, кг/м<sup>3</sup>;  $k$  – коэффициент Пуассона;  $R$  – удельная

газовая постоянная, Дж/(кг·К);  $T_0$  – температура рабочей среды, К.

$$Q_{сж} = \frac{W_0}{E} \frac{dp_2}{dt}, \quad (15)$$

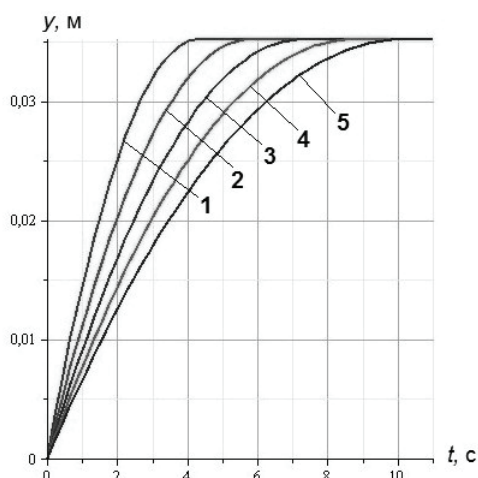
где  $W_0$  – объем рабочей среды в камере пневмоцилиндра, м<sup>3</sup>;  $E$  – приведенный модуль упругости рабочей среды, Па.

$$Q_{у\text{п\text{р}}} = A_{\text{э\text{ф}}} \frac{dy}{dt}. \quad (16)$$

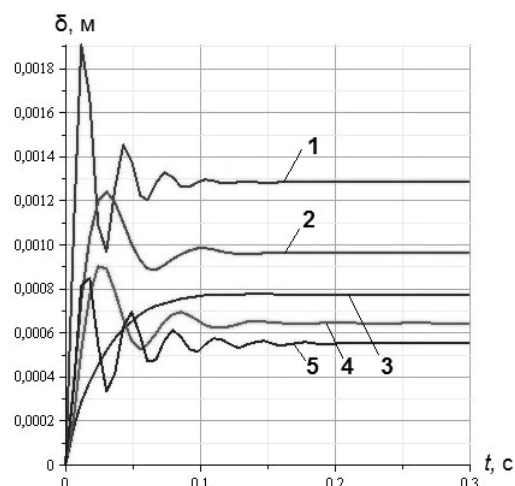
С учетом (14)–(16) получаем:

$$\frac{W_0}{E} \frac{dp_2}{dt} + NA_{\text{э\text{ф}}} \frac{dy}{dt} + q = \begin{cases} \frac{\varepsilon\pi\delta D_2 p_1}{\rho} \sqrt{\frac{2}{(k-1)RT_0} \left( \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right)}, & \text{при } \frac{p_2}{p_1} > 0,528, \\ \frac{\varepsilon\pi\delta D_2 p_1}{\rho} \sqrt{\frac{k}{RT_0} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}, & \text{при } 0 < \frac{p_2}{p_1} \leq 0,528. \end{cases} \quad (17)$$

На основании разработанной математической модели рассчитаны и построены переходные процессы перемещения запорного элемента редукционного клапана, перемещения поршня пневмоцилиндра и изменения давления рабочей среды.



**Рис. 8.** Влияние жесткости пружины клапана на переходный процесс перемещения поршня пневмоцилиндра:  
 1 –  $c_{\text{п\text{р}}} = 1,5 \cdot 10^3$  Н/м; 2 –  $c_{\text{п\text{р}}} = 2 \cdot 10^3$  Н/м;  
 3 –  $c_{\text{п\text{р}}} = 2,5 \cdot 10^3$  Н/м; 4 –  $c_{\text{п\text{р}}} = 3 \cdot 10^3$  Н/м;  
 5 –  $c_{\text{п\text{р}}} = 3,5 \cdot 10^3$  Н/м

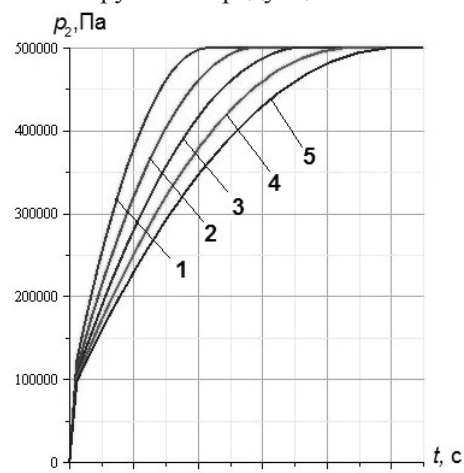


**Рис. 9.** Влияние жесткости пружины клапана на переходный процесс перемещения запорного элемента клапана:  
 1 –  $c_{\text{п\text{р}}} = 1,5 \cdot 10^3$  Н/м; 2 –  $c_{\text{п\text{р}}} = 2 \cdot 10^3$  Н/м;  
 3 –  $c_{\text{п\text{р}}} = 2,5 \cdot 10^3$  Н/м; 4 –  $c_{\text{п\text{р}}} = 3 \cdot 10^3$  Н/м;  
 5 –  $c_{\text{п\text{р}}} = 3,5 \cdot 10^3$  Н/м

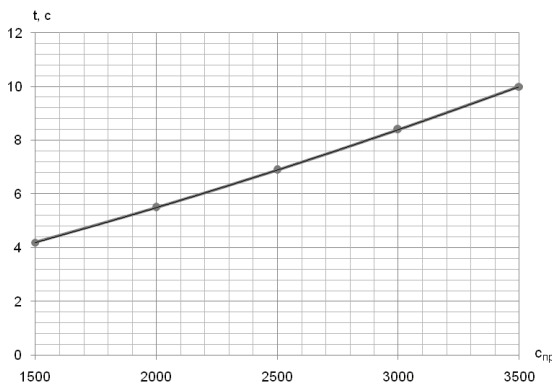
Результаты предварительного расчета переходных процессов исполнительных механизмов приведены на рис. 8–9.

На рис. 10 приведены результаты предварительного расчета переходного процесса изменения давления рабочей среды.

Анализ результатов моделирования переходных процессов исполнительных органов (рис. 8–9), а также переходного процесса изменения давления рабочей среды (рис. 10) показывает, что на быстродействие электропневматической системы автоматического управления бонового заграждения существенно влияет величина жесткости пружины редукционного клапана.



**Рис. 10.** Влияние жесткости пружины клапана на переходный процесс изменения давления рабочей среды:  
 1 –  $c_{\text{п\text{р}}} = 1,5 \cdot 10^3$  Н/м; 2 –  $c_{\text{п\text{р}}} = 2 \cdot 10^3$  Н/м;  
 3 –  $c_{\text{п\text{р}}} = 2,5 \cdot 10^3$  Н/м; 4 –  $c_{\text{п\text{р}}} = 3 \cdot 10^3$  Н/м;  
 5 –  $c_{\text{п\text{р}}} = 3,5 \cdot 10^3$  Н/м



**Рис. 11.** Зависимость времени регулирования переходного процесса от жесткости пружины редукционного клапана

Анализируя зависимость, представленную на рис. 11, получено уравнение:

$$t = 2 \cdot 10^{-7} c_{\text{пр}} = 1,9 \cdot 10^{-3} c_{\text{пр}} = 0,9. \quad (18)$$

Данное уравнение позволяет подобрать жесткость пружины редукционного клапана для получения необходимого времени регулирования электропневматической системы бонового заграждения.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Произведено моделирование взаимодействия потока жидкости и бона в программном комплексе Star CCM+ и предложена эффективная форма бона. Разработана математическая модель электропневматической системы автоматического управления бонового заграждения, смоделированы переходные процессы и получено уравнение для подбора жесткости пружины редукционного клапана.

Реализованные на ЭВМ математические модели являются открытыми и позволяют учитывать в них влияние различных внешних и вну-

тренних факторов, оказывающих существенное воздействие на переходные процессы, способствуя тем самым повышению адекватности разрабатываемой математической модели реальному объекту.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Воробьев Ю. Л., Акимов В. А., Соколов Ю. И.** Предупреждение и ликвидация аварийных разливов нефти и нефтепродуктов. М.: Институт риска и безопасности, 2007. 368 с.
2. **Давыдова С. Л., Тагасов В. И.** Нефть и нефтепродукты в окружающей среде: учеб. пособие. М.: Изд-во РУДН, 2004. 163 с.
3. **Исмагилова Р. Ф., Исмагилова Д. Ф.** Средство локализации аварийных разливов нефти и нефтепродуктов на водной поверхности // Актуальные проблемы науки и техники. Т. 2. Уфа: УГАТУ, 2012 С. 160–162.
4. **Галлямов Ш. Р., Стариков К. В., Целищев В. А.** Экспериментальное исследование характеристик пневмопривода FESTO с пропорциональным распределением расхода // Вестник УГАТУ. 2011. № 1 (41). С. 26–33.

## ОБ АВТОРАХ

**Бажайкин Станислав Георгиевич**, дир. Центра нефтегазопромысловых проблем и ресурсосбережения (ГУП «ИПТЭР» РБ). Дипл. инж.-мех. (УРГУ им. А. М. Горького, 1968). Д-р техн. наук по машинам и агрегатам нефтяной и газовой промышленности (УГНТУ, 2000). Иссл. в обл. эффективности применения нефтепромыслового оборудования и перекачивающих агрегатов при транспортировке нефти и нефтепродуктов.

**Исмагилова Регина Фатыховна**, магистрант каф. прикладной гидромеханики. Дипл. бакалавра (УГАТУ, 2011). Готовит магистер. дис. в обл. проектирования электропневматической системы автоматического управления бонового заграждения.

**Исмагилова Дина Фатыховна**, магистрант той же каф. Дипл. бакалавра (УГАТУ, 2011). Готовит магистер. дис. в обл. проектирования системы защиты от гидравлического удара.