

На правах рукописи

Гимадиев Марат Асгатович

**СНИЖЕНИЕ ИНТЕНСИВНОСТИ ДИНАМИЧЕСКИХ  
ПРОЦЕССОВ В ТРУБОПРОВОДНЫХ МАГИСТРАЛЯХ  
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ УСТАНОВОК**

**Специальность 01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и  
аппаратуры**

**АВТОРЕФЕРАТ**  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Самара – 2008

Работа выполнена в государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева» на кафедре автоматических систем энергетических установок

Научный руководитель:

доктор технических наук, профессор, Заслуженный деятель науки и техники РФ, академик РАН  
Шорин Владимир Павлович

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Фалалеев Сергей Викторович,  
доктор технических наук Маркин Александр Александрович

Ведущая организация: ОАО «Самарское конструкторское бюро машиностроения» (г. Самара)

Защита состоится 19 декабря 2008 г. в 10<sup>00</sup> часов на заседании диссертационного совета Д 212.215.02 при государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева» (СГАУ) по адресу: 443086, Самара, Московское шоссе, 34.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке СГАУ

Автореферат разослан 17 ноября 2008 г.

Ученый секретарь диссертационного совета  
д.т.н., профессор

Д.Л. Скуратов

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы.** Важной проблемой, возникающей при эксплуатации технологических установок на предприятиях энергетики, химической, нефтеперерабатывающей и пищевой промышленности, в водоканале, является обеспечение их надежности в условиях повышенных динамических нагрузок, действующих на трубопроводы. Наблюдающиеся в трубопроводных магистралях гидродинамические процессы, обусловленные резким открытием и закрытием запорно-регулирующей арматуры, часто приводят к разгерметизации стыков трубопроводов, поломке арматуры и могут стать причиной аварийных ситуаций. Такие процессы особенно опасны для трубопроводов, выполненных из полимерных материалов, которые начали широко применяться, например, в энергетике. В химических цехах крупных ТЭЦ эксплуатируются до 90 баков-фильтров химводоочистки емкостью 30 м<sup>3</sup> с сотнями метров трубопроводной магистрали Ду150, в которых наблюдается неустановившееся движение жидкости. Пластмассовые трубы обладают высокой коррозионной стойкостью, но меньшей прочностью по сравнению со стальными трубами. Малый опыт эксплуатации пластмассовых труб и арматуры не позволяет учесть многие их особенности при проектировании технологических установок. Поэтому актуальным является исследование динамических процессов в трубопроводных магистралях и разработка рекомендаций и устройств, применение которых позволит снизить интенсивность динамических нагрузок на трубопроводы и арматуру технологических установок.

**Цель и задачи исследования.** Цель работы – разработка методов и средств снижения интенсивности динамических процессов в трубопроводных магистралях технологических установок на основе исследования неустановившегося движения жидкости, разработки устройств гашения энергии ускоренного потока жидкости и демпфера гидравлического удара, анализа работоспособности запорно-регулирующей арматуры.

Для достижения поставленной цели решены следующие **задачи**:

- разработана математическая модель типовой трубопроводной магистрали технологической установки, методика и программа расчета на ПК ее гидродинамических параметров, на основе анализа которых выданы рекомендации по снижению динамических нагрузок на трубопроводы;
- разработаны схема, методика и программа проекторочного расчета гасителя энергии ускоренного потока жидкости для трубопроводных магистралей технологических установок;
- разработана конструкция гасителя энергии ускоренного потока жидкости для стендовой пневмогидравлической установки;
- разработана методика расчета демпфера гидравлического удара для гидравлической системы прокатного стана;

- выполнено экспериментальное исследование динамических процессов в магистралях технологической установки ТЭЦ и эффективности действия гасителя энергии ускоренного потока жидкости;
- экспериментально исследованы и обеспечена работоспособность запорно-регулирующей арматуры трубопроводных магистралей технологических установок ТЭЦ в динамическом режиме.

#### **Объекты исследования:**

- пневмогидравлическая система технологической установки, состоящей из емкости, трубопроводной магистрали с запорно-регулирующей арматурой, в которой наблюдаются динамические процессы;
- гаситель энергии ускоренного потока жидкости;
- демпфер гидравлического удара.

#### **Предметы исследований:**

- гидродинамические характеристики трубопроводной магистрали технологической установки при срабатывании запорно-регулирующей арматуры;
- характеристики и эффективность действия гасителя энергии ускоренного потока жидкости, демпфера гидравлического удара;
- работоспособность запорно-регулирующей арматуры технологических установок ТЭЦ.

**Методы исследований.** Методологической базой теоретических исследований являются труды отечественных и зарубежных ученых, исследовавших динамические процессы, происходящие в трубопроводных магистралях. Теоретические исследования основаны на законах физики, механики, математических моделях гидродинамических процессов в трубопроводах. Исследования проведены с применением компьютерного моделирования и постановкой модельных и натуральных экспериментов.

#### **Научная новизна.**

1. Разработана и экспериментально подтверждена математическая модель типовой трубопроводной магистрали технологической установки с движущейся жидкостной пробкой, позволяющая рассчитывать динамические нагрузки в угольковых соединениях трубопровода с учетом давления в емкости, быстродействия запорно-регулирующей арматуры, места установки и параметров диафрагмы и гасителя энергии ускоренного потока жидкости.
2. Впервые предложена схема, разработаны методика и программа проектировочного расчета, конструкция гасителя энергии ускоренного потока жидкости.
3. Разработана методика расчета демпфера гидравлического удара для трубопроводной магистрали прокатного стана.

#### **Практическая ценность.**

Полученные теоретические и экспериментальные результаты, программную продукцию рекомендуется использовать при доводке и разработке новых трубопроводных магистралей технологических установок с

учетом динамических процессов. Рекомендации, сформулированные в результате экспериментальных исследований запорно-регулирующей арматуры, обеспечат их работоспособность. Методика и программа расчета динамических параметров технологической установки внедрены на Самарской ТЭЦ, в учебный процесс СГАУ; демпфер гидравлического удара - в ООО «Метаком».

**Достоверность научных исследований** подтверждается использованием математического аппарата, адекватного решаемым задачам, удовлетворительным совпадением теоретических и экспериментальных результатов, опытом использования предложенных рекомендаций при доводке трубопроводной магистрали технологической установки ТЭЦ.

**Основные положения, выносимые на защиту:**

1. Математическая модель типовой трубопроводной магистрали технологической установки, методика и программа расчета ее динамических параметров.
2. Конструктивная схема, методика и программа проектировочного расчета гасителя энергии ускоренного потока жидкости.
3. Методика расчета параметров демпфера гидравлического удара для трубопроводной магистрали прокатного стана.
4. Результаты экспериментальных исследований запорно-регулирующей арматуры технологических установок ТЭЦ и рекомендации по обеспечению их работоспособности.

**Апробация работы.** Основные положения диссертационной работы доложены и обсуждены на 5-и Международных, 3-х Всероссийских и 3-х региональных конференциях, на НТС предприятия ОАО «Агрегат» и кафедры автоматических систем энергетических установок СГАУ.

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 13 работ. Из них 8 статей, в том числе 3 в изданиях, рекомендованных ВАК; 3 тезисов доклада на научно-технических конференциях и 2 патента на полезную модель.

**Структура диссертации.** Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованных источников из 103 наименований и приложений. Общий объем диссертации 186 страниц, 94 рисунка и 20 таблиц.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность темы и выбранного направления исследований, дана краткая характеристика диссертационной работы, сформулированы основные положения, выносимые на защиту.

**В первой главе** на основе примеров технологических установок ТЭЦ и прокатного стана показана актуальность исследования динамических процессов в трубопроводных магистралях и необходимость разработки мероприятий по снижению интенсивности нагрузок, действующих на трубопроводы. Дан обзор исследований неустановившегося движения жидкости в местных гидравлических сопротивлениях, как элементов в основном определяющих гидравлические потери в трубопроводной магистрали. Показано, что с

увеличением скорости потока жидкости в поворотах труб влияние ускорения на коэффициент их сопротивления заметно не сказывается. В связи с этим неустановившееся движение жидкости в местных сопротивлениях следует описывать зависимостью:

$$L_a \frac{dQ}{dt} + k_{лн} Q + k_{нл} (Q - Q_{кр})^2 \text{sign}(Q - Q_{кр}) = \Delta P, \quad (1)$$

где  $L_a$  - акустическая индуктивность;  $k_{лн}$  - коэффициент, учитывающий ламинарные гидравлические потери;  $k_{нл}$  - коэффициент, учитывающий турбулентные гидравлические потери;  $Q$  - объемный расход жидкости;  $Q_{кр}$  - критический расход жидкости, до значения которого сохраняется на местном элементе ламинарный режим движения;  $\Delta P$  - перепад давления.

Исследованию двухфазных потоков жидкости посвящены труды таких ученых как Глинский В.А., Ключев Н.И., Козлов Б.К., Кутателадзе С.С., Накоряков В.Е., Нигматуллин Р.И. и многих других. Работ, посвященных исследованию движения пробковой структуры потока жидкости с определением динамических параметров по длине трубопроводной магистрали, весьма мало.

Задачи по снижению интенсивности динамических процессов в трубопроводных магистралях с применением гасителей колебаний давления решены в работах Ганиева Р.Ф., Головина А.Н., Крючкова А.Н., Низамова Х.Н., Санчугова В.И., Шахматова Е.В., Шорина В.П. и других авторов. Однако работ, посвященных разработке гасителей энергии ускоренного потока жидкости для технологических установок, незначительно и они в основном представлены в виде патентов таких авторов как Тянь Г.Н., Бозов К.Д. В литературе отсутствуют методики расчета характеристик и выбора параметров таких гасителей.

Разработке демпферов гидравлического удара и исследованию их характеристик посвящены труды таких ученых как Алышев В.М., Вервейко Н.Д., Гусейнзаде М.А., Даниленко Л.В., Есин А.И., Жуковский Н.Е., Fox J.A., Gillesen R., Lange H., Riano F., Wichowski R. и многих других. Исследований, посвященных разработке методик расчета демпфера гидравлического удара для трубопроводных магистралей прокатного стана, автору неизвестно.

На основании проведенного анализа литературных источников по снижению интенсивности динамических процессов в трубопроводных магистралях в диссертации сформулированы цель и задачи исследований.

**Во второй главе** разработана математическая модель трубопроводной магистрали технологической установки, методика и программа расчета ускоренного движения жидкости при открытии заслонки, дан анализ динамических процессов и предложены мероприятия по снижению их интенсивности. При расчете динамических процессов в трубопроводной магистрали (рисунок 1) принят ряд упрощающих допущений: процесс изменения давления газа в емкости - изотермический; скорость движения жидкости в трубопроводах намного меньше скорости звука в них; остаточная на стенках трубопровода жидкость намного меньше объема движущейся

жидкостной пробки; гидравлические потери учитываются по квазистационарной модели; движение воздуха в трубопроводе рассчитывается для турбулентного режима движения газа.

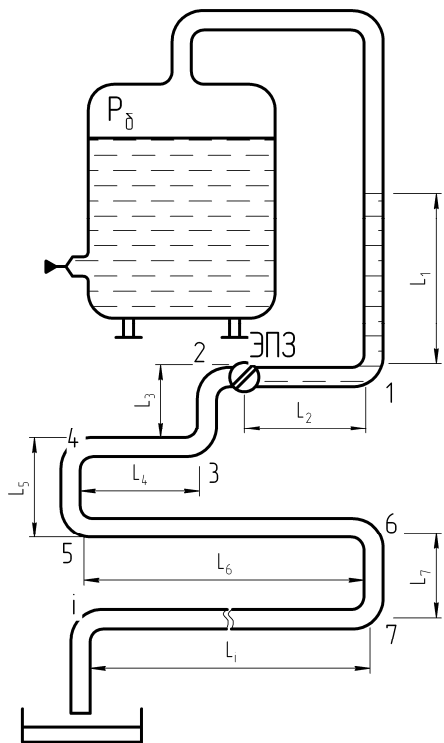


Рисунок 1 - Расчетная схема пневмогидравлической трубопроводной магистрали

В соответствии с принятыми допущениями гидродинамический процесс в трубопроводной магистрали описывается интегрально-дифференциальными уравнениями, соответственно для входного воздушного участка, включая воздушную подушку, выходного воздушного участка и для участка с движущейся жидкостной пробкой. Зависимости для воздушного участка на входе в вертикальный трубопровод выводятся на основании уравнений баланса массы газа:

$$V_{г.0} \rho_{г.0} = M_{з.б}(t) + M_{з.мп}(t);$$

$$M_{г.б}(t) = P_б(t) [V_{г.0} - \Delta V_{ж.с}(t)] / (RT); \quad (2)$$

$$\Delta V_{ж.с}(t) = V_{ж.б} [P_{б.0} - P_б(t)] / B_{ж.б},$$

где  $V_{г.0}$  - объем воздушной подушки в баке с водой;  $\rho_{г.0} = P_{б.0} / (RT)$ ,  $P_{б.0}$  - плотность и давление газа до открытия заслонки;  $R$  - газовая постоянная;  $T$  - температура газа;

$P_б(t)$  - давление в баке;  $B_{ж.б}$  - модуль объемной жесткости жидкости с учетом податливости стенок бака;  $\Delta V_{ж.с}(t)$  - приращение объема жидкости, связанное с ее расширением в результате падения давления и упругой деформации стенок бака. Масса газа, прошедшего в трубопровод, определяется по формуле:

$$M_{з.мп}(t) = \rho_{г.тр}^{(1)}(t) \int_0^t Q_1(t) dt, \quad (3)$$

где  $\rho_{г.тр}^{(1)}(t)$  - плотность газа в начальном участке трубопроводной магистрали;  $Q_1(t)$  - объемный расход жидкостной пробки. В результате преобразования уравнений (2) и (3) получим:

$$\frac{V_{ж.б}}{B_{ж.б}} P_б^2(t) + \left[ \int_0^t Q_1(t) dt - \frac{V_{ж.б}}{B_{ж.б}} P_{б.0} + V_{г.0} \right] P_б(t) - P_{б.0} V_{г.0} = 0. \quad (4)$$

Если известна величина объема  $\int_0^t Q_1(t) dt$ , то уравнение (4) можно решить относительно  $P_б(t)$ , предварительно представив его в виде:  $aP_б^2(t) + bP_б(t) - c = 0$ ,

где  $a = V_{ж.б} / B_{ж.б}$ ;  $b = \int_0^t Q_1(t) dt - V_{ж.б} P_{б.0} / B_{ж.б} + V_{г.0}$ ;  $c = P_{б.0} V_{г.0}$ . Учитывая в решении только положительные корни, получим значение  $P_б(t)$ .

Уравнение движения газа в выходном участке трубопровода записывается в виде:

$$P_{г.тр}^{(2)}(t) = \left\{ P_H^2 + \frac{(P_{г.тр}^{(2)}(t))^2 Q_1^2(t)}{RTF_{mp2}^2} \cdot \left( \lambda_z (l_3^0 F_{mp2} - \int_0^t Q_1(t) dt) / (d_2 F_{mp2}) - 2 \ln \left( \frac{P_H}{P_{г.тр}^{(2)}(t)} \right) \right) \right\}^{1/2},$$

где  $\lambda_z$  - коэффициент сопротивления трения газового потока;  $l_3^0$  - длина выходного участка трубопровода;  $P_H$  - давление на выходе из трубопровода;  $F_{mp2}$  - площадь проходного сечения трубопровода. Уравнение движения жидкости в местных сопротивлениях используется в виде (1), которое представлено в следующей разностной форме:

$Q_{1,i} = Q_{1,i-1} + \left[ (P_{б,i-1} - P_{г.тр,i-1}^{(2)} - k_{нл,i-1} Q_{1,i-1} |Q_{1,i-1}|) / L_{a,i-1} \right] \Delta t$ , где  $k_{нл,i-1}$ ,  $L_{a,i-1}$ ,  $P_{б,i-1}$ ,  $P_{г.тр,i-1}^{(2)}$ ,  $Q_{1,i-1}$  - параметры, рассчитываемые в предыдущем счете с учетом начальных условий. Из анализа представленных уравнений следует, что при движении жидкостной пробки появляется режим с двумя фазами потока, поэтому величины  $L_{a,i-1}$ ,  $k_{нл,i-1}$  определены для реализующихся в трубопроводной магистрали режимов. Расчет гидродинамических параметров трубопроводной магистрали проводится на основе численного решения нелинейных уравнений с переменными коэффициентами.

На основе принятой математической модели трубопроводной магистрали разработаны алгоритм и программа расчета ProFlow на ПК ее гидродинамических параметров (рисунок 2). В результате расчета определяются скорость потока жидкости в характерных сечениях трубопроводной магистрали и давление в емкости (рисунок 3). При известной скорости жидкости в местах изгиба рассчитываются гидродинамические силы, действующие на трубопровод.

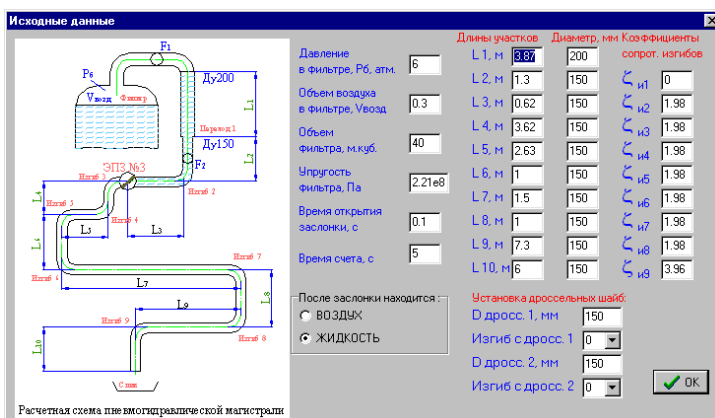


Рисунок 2 - Окно ввода исходных данных для расчета динамических параметров трубопроводной магистрали

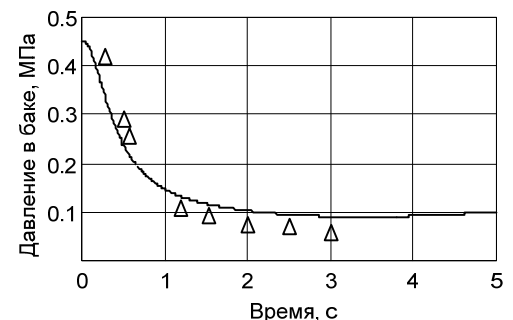


Рисунок 3 - Зависимость давления в емкости от времени при предварительном воздушном заполнении трубопровода,  $P_6=0,45$  МПа,  $V_г=0,025$  м<sup>3</sup>, длительность открытия ЭПЗ 0,1 с: — - расчет;  $\Delta$  - эксперимент

Анализ рассчитанных динамических характеристик трубопроводной магистрали показал, что чем меньше давление в емкости, объем газовой подушки, уровень столба жидкости и больше время открытия заслонки, тем



меньше скорость потока жидкости и соответственно сила реакции струи, действующей в изгибах трубопровода (рисунки 4 и 5).



Рисунок 4 - Зависимость максимальной силы реакции потока жидкости во втором изгибе трубопровода от длительности открытия ЭПЗ при первоначально воздушном (1) и жидкостном (2) заполнении трубопроводной магистрали, давление в емкости 0,6 МПа, объем воздушной подушки - 0,3 м<sup>3</sup>

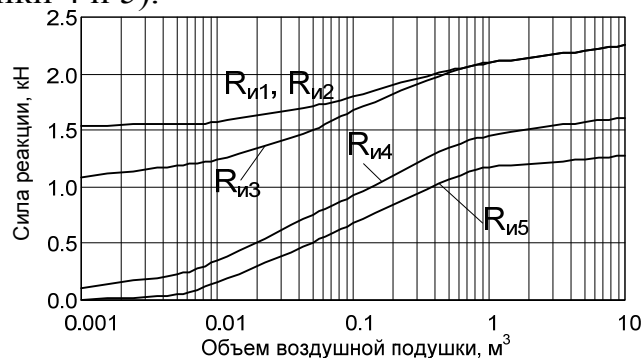


Рисунок 5 - Зависимость сил реакции потока жидкости в изгибах трубопровода  $R_{и1}$ ,  $R_{и2}$ ,  $R_{и3}$ ,  $R_{и4}$ ,  $R_{и5}$  от объема воздушной подушки при предварительном воздушном заполнении трубопроводной магистрали  $Dy150$ , давление в емкости 0,6 МПа, длительность открытия ЭПЗ 0,1 с

Чем меньше диаметр трубопровода, тем меньше сила реакции жидкости, однако при этом одновременно возрастают изгибные напряжения в трубопроводе, причем в кубической зависимости. Применение местных сопротивлений в виде диафрагм или гасителя может существенно снизить силы реакции жидкостного потока (рисунок 6).

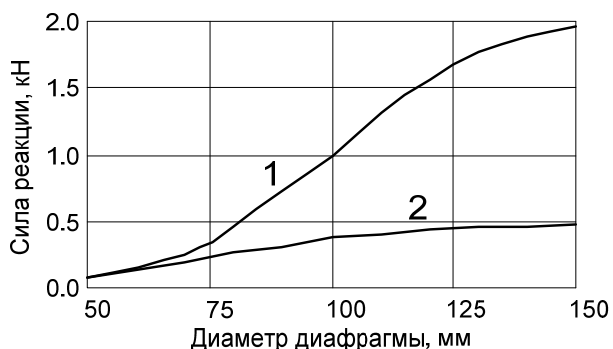


Рисунок 6 - Зависимость силы реакции потока жидкости во втором изгибе трубопровода  $R_{и2}$  от диаметра диафрагмы на входе в ЭПЗ при предварительном воздушном (1) и жидкостном (2) заполнении трубопроводной магистрали  $Dy150$ , давление в емкости 0,6 МПа, объем воздушной подушки 0,3 м<sup>3</sup>, длительность открытия заслонки 0,1 с

**В третьей главе** предложены конструктивные схемы, методика и программа расчета GASUP на ПК гасителя энергии ускоренного сверх допустимой нормы потока жидкости (в дальнейшем гасителя). Принцип действия гасителя (рисунок 7) основан на том, что при входе в него жидкостной пробки дросселирующая пружина под действием возникшего перепада давления начинает сжиматься, щели витков пружины уменьшаются (рисунок 7.1,а) или уменьшается площадь проходного сечения колпака (рисунок 7.1,б), снижая скорость и соответственно энергию потока жидкости. При выводе математической модели гасителя приняты следующие допущения: масса пружины и крышки не учитываются из-за малости их инерционных сил по сравнению с силой от перепада давления; движение жидкости в дросселирующих элементах квазистационарное, турбулентное. При таких допущениях математическая модель гасителя будет определяться равенством, представленным в относительных параметрах:  $\bar{Q}_{ж} = (1 - (\Delta\bar{P}_{zc} - 1) / K_{zc}) \sqrt{\Delta\bar{P}_{zc}}$ , где  $\bar{Q}_{ж} = Q_{ж} / Q_{ж.нд}$ ;  $\Delta\bar{P}_{zc} = \Delta P_{zc} / \Delta P_{zc.нд}$ ;  $Q_{ж.нд}$ ,  $\Delta P_{zc.нд}$  - расход через гаситель и перепад

давления на нем, при которых начинается деформация пружины;  $K_{zc} = \gamma_{np} h_0 / (F_{т.кл} \Delta P_{zc.нд})$  - коэффициент жесткости гасителя;  $h_0$  - первоначальный зазор между колпаком и основанием;  $\gamma_{np}$  - жесткость пружины;  $F_{т.кл}$  - площадь торца колпака;

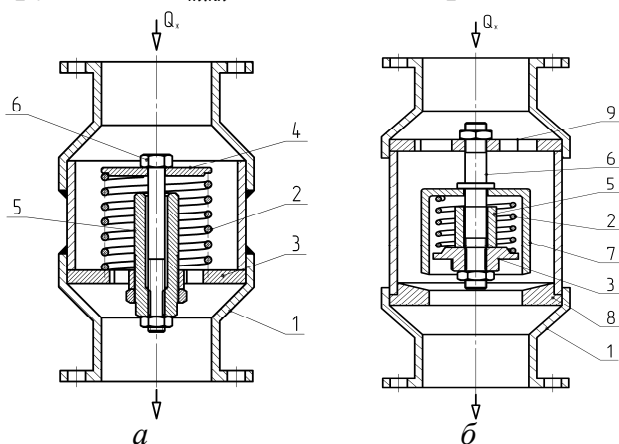


Рисунок 7 – Расчетные схемы гасителей с пружинным (а) и со щелевым (б) дросселем: 1 – корпус; 2 – пружина; 3 – опора пружины; 4 – крышка; 5 – втулка-упор; 6 – шток; 7 – колпак; 8 – основание; 9- перфорированная пластина

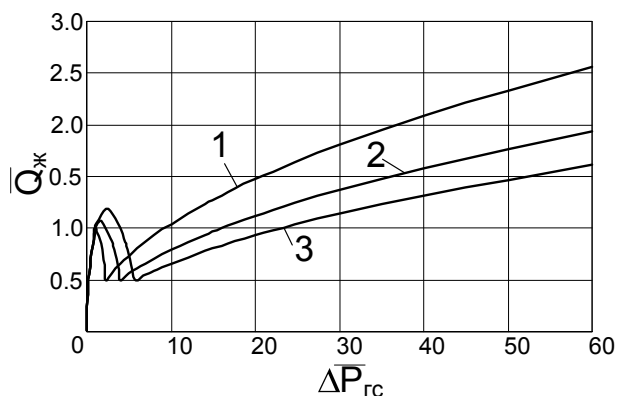


Рисунок 8 – Дроссельная характеристика гасителя при постоянном относительном расходе жидкости  $\bar{Q}_{ж.уп} = 0,5$  и различных коэффициентах жесткости: 1 -  $K_{zc} = 2$ ; 2 -  $K_{zc} = 3$ ; 3 -  $K_{zc} = 4$

Движение жидкостной пробки через гаситель с момента ее входа в гаситель до выхода из него описывается зависимостью, представленной в относительной разностной форме:  $\bar{Q}_{ж,i} = \bar{Q}_{ж,i-1} + (\bar{P}_{вх} - \bar{P}_{вых} - \Delta \bar{P}_{zc,i-1}) \Delta \bar{t}$ , где  $\bar{Q}_{ж,i} = Q_{ж,i} / Q_{ж.нд}$ ;  $\bar{Q}_{ж,i-1} = Q_{ж,i-1} / Q_{ж.нд}$ ;  $\bar{P}_{вх} = P_{вх} / \Delta P_{zc.нд}$ ;  $\bar{P}_{вых} = P_{вых} / \Delta P_{zc.нд}$ ;  $\Delta \bar{P}_{zc,i-1} = \Delta P_{zc,i-1} / \Delta P_{zc.нд}$  - соответствующие относительные параметры гидравлической магистрали;  $\Delta \bar{t} = \Delta t / \tau_{нд}$  - относительное приращение времени;  $\tau_{нд} = Q_{ж.нд} / (\Delta P_{zc.нд} / L)$ . При определенном перепаде давления  $\Delta \bar{P}_{zc}$  расход жидкости  $\bar{Q}_{ж}$  может стать нулевым, чего нельзя допускать, иначе произойдет запираение гасителя. Поэтому возникает необходимость в установке упора для хода пружины. При увеличении перепада давления на гасителе больше чем  $\Delta \bar{P}_{zc.уп}$  расходная характеристика гасителя описывается зависимостью:  $\bar{Q}_{ж} = [1 - (\Delta \bar{P}_{zc.уп} - 1) / K_{zc}] \sqrt{\Delta \bar{P}_{zc}}$  (рисунок 8). Наибольший перепад давления на гасителе  $\Delta \bar{P}_{zc.нб}$  наблюдается на начальном этапе прохождения через него жидкостной пробки. Ввиду малой инерционности гасителя величина  $\Delta \bar{P}_{zc.нб}$  определяется по формуле  $\Delta \bar{P}_{zc.нб} = (\bar{Q}_{ж.нб})^2 / (1 - (\Delta \bar{P}_{zc.уп} - 1) / K_{zc})^2$ .

Проектировочный расчет гасителя производится для конкретной трубопроводной магистрали, когда по условиям эксплуатации заданы ее физические параметры или они определены с применением программы ProFlow. Исходные данные в размерных параметрах приводятся к относительной форме по формулам:  $(\bar{Q}_{ж.к})_{тр} = (Q_{ж.к})_{тр} / Q_{ж.нд}$ ;  $(\bar{P}_{zc.нб})_{доп} = (P_{zc.нб})_{доп} / \Delta P_{zc.нд}$ , где  $(Q_{ж.к})_{тр}$  - требуемый объемный расход жидкости

на выходе из гасителя в конце переходного процесса;  $(P_{гс.нб})_{доп}$  - наибольшее допустимое давление на входе в гаситель. Из выделенных относительных параметров сформулированы условия, которым должен удовлетворять гаситель:  $\bar{P}_{гс.нб} \leq (\bar{P}_{гс.нб})_{доп}$  - для момента вхождения жидкостной пробки в полость гасителя, где  $\bar{P}_{гс.нб} = \bar{P}_{вх} + \Delta\bar{P}_{гс.нб}$ ,  $\Delta\bar{P}_{гс.нб}$  - наибольший относительный перепад давления на гасителе;  $\bar{Q}_{ж.к} \leq (\bar{Q}_{ж.к})_{тр}$  - для момента выхода жидкостной пробки из полости гасителя, то есть в конце переходного процесса. На основании выведенных зависимостей и предложенного алгоритма разработана программа расчета гасителя GASUP на ПК в диалоговом режиме путем определения параметров  $K_{гс}$ ,  $\Delta\bar{P}_{гс.уп}$ ,  $\bar{Q}_{ж.уп}$  из условия удовлетворения указанных выше неравенств. При этом используется алгоритм, предусматривающий построение базы данных зависимости  $\Delta\bar{P}_{гс.нб} = f(K_{гс})$  (рисунок 9) для различных постоянных значений относительного расхода жидкости  $\bar{Q}_{ж.уп}$  в момент посадки колпака на упор. Строится переходный процесс, а по нему - зависимость относительного расхода в конце переходного процесса от коэффициента жесткости гасителя  $\bar{Q}_{ж.к} = \varphi(K_{гс})$  (рисунок 10).

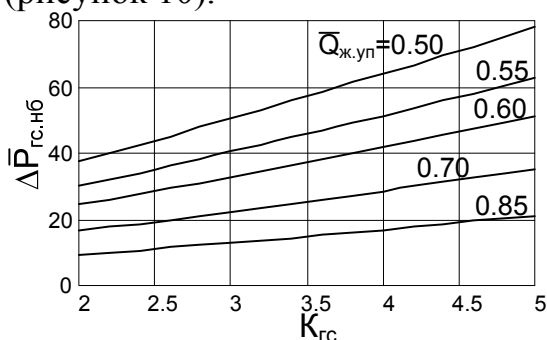


Рисунок 9 – Зависимости наибольшего перепада давления на гасителе при вхождении в него жидкостной пробки при различных постоянных значениях  $\bar{Q}_{ж.уп}$

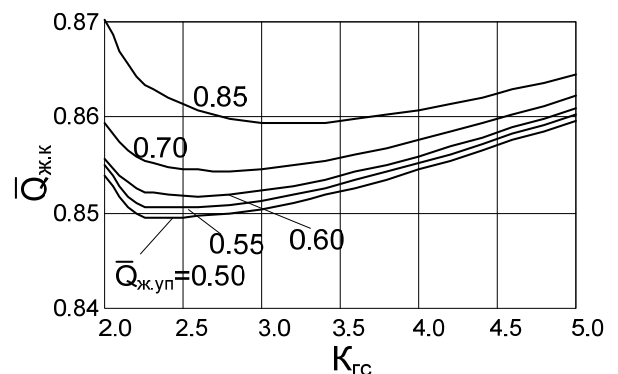


Рисунок 10 – Зависимость относительного расхода жидкости в конце переходного процесса от коэффициента жесткости гасителя при различных постоянных значениях  $\bar{Q}_{ж.уп}$

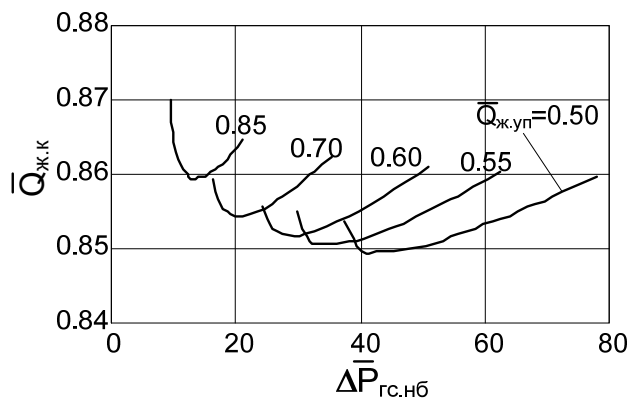


Рисунок 11 – Графики, показывающие соответствие относительного расхода жидкости в конце переходного процесса наибольшему перепаду давления на гасителе при различных  $\bar{Q}_{ж.уп}$

Путем выборки значений  $\bar{Q}_{ж.к}$  и  $\Delta\bar{P}_{гс.нб}$  из характеристик, представленных на рисунках 9 и 10 при одинаковых значениях  $K_{гс}$ , строят зависимости  $\Delta\bar{P}_{гс.нб} = f(\bar{Q}_{ж.к})$  для каждого постоянного значения  $\bar{Q}_{ж.уп}$  (рисунок 11). По графику на рисунке 11 находят значение  $\bar{Q}_{ж.уп}$ , соответствующее  $(\bar{Q}_{ж.к})_{тр} = const$  и

$(\bar{P}_{зс.нб})_{дон} = const$ , а уже по нему из рисунка 9 определяют значение  $K_{зс}$ , соответствующее  $\Delta\bar{P}_{зс.нб} = (\Delta\bar{P}_{зс.нб})_{дон}$ . При рассчитанных таким образом значениях относительных параметров с использованием базовых их значений определяют физические параметры гасителя.

При разработке демпфера гидравлического удара в гидравлической магистрали прокатного стана использованы результаты проведенных автором испытаний. Причиной гидравлического удара свыше 75 МПа (рисунок 12, а) и многократного разрушения гидравлического насоса явился перевод электромагнитного распределителя жидкости в нейтральное положение и мгновенное запираение напорного трубопровода. Давление в напорной магистрали без демпфера и с демпфером определяются по формулам:  $P_n(\tau_з) = P_0 + Q_n \tau_з / V_{пр.н}$ ,  $P_{н.д}(\tau_з) = P_0 + Q_n \tau_з / (V_{пр.н} + V_д)$ , где  $P_0$  - рабочее давление в напорной магистрали;  $Q_n$  - объемная производительность насоса;  $V_{пр.н}$  - приведенный объем напорной магистрали;  $\tau_з$  - время задержки срабатывания предохранительного клапана.

Если задана степень демпфирования гидравлического удара  $K_{вн} = P_n(\tau_з) / P_{н.д}(\tau_з)$ , то по приведенным выше формулам можно определить требуемый объем полости демпфера емкостного типа  $V_д = (K_{вн} - 1)V_{пр.н}$ . При требуемой степени демпфирования гидравлического удара в магистрали прокатного стана  $K_{вн} = 3,2$  она составила  $K_{вн} = 2,83$  (рисунок 12, б).

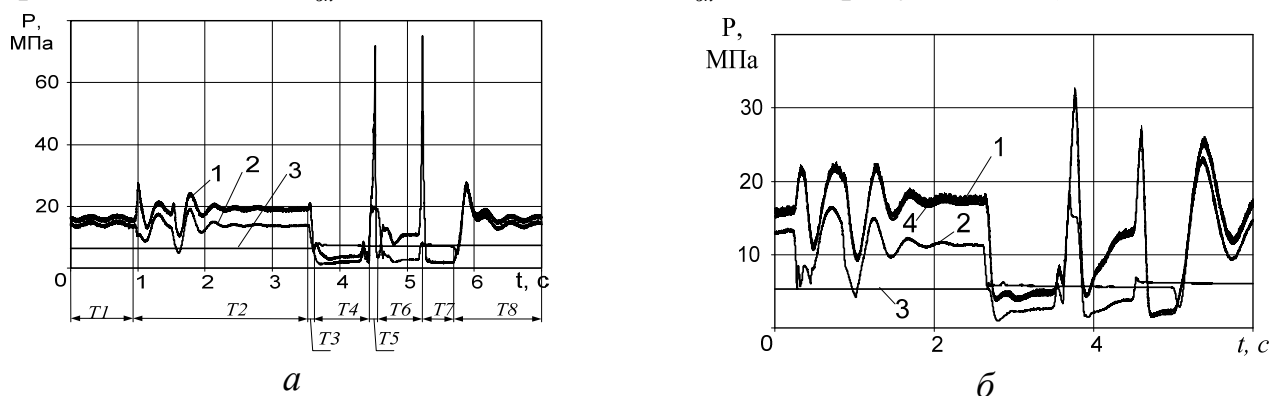


Рисунок 12 – Осциллограмма переходного процесса в системе прокатного стана без демпфера (а) и с демпфером (б) при срабатывании гильотины: 1 – давление в напорной магистрали; 2 – давление в магистрали гидромотора; 3 – давление в магистрали гильотины



Рисунок 13- Внешний вид прокатного стана с демпфером гидравлического удара

Эксплуатация более двух лет рассчитанного по изложенной методике и испытанного демпфера в ООО «Метакон» (рисунок 13) без поломки агрегатов гидравлической системы прокатного стана по причине повышенных давлений, показала высокую эффективность внедренной в практику разработки.

**В четвертой главе** приведено описание разработанного автором экспериментального оборудования, измерительно-обрабатывающего комплекса датчиков и аппаратуры, а также представлены результаты экспериментальных исследований динамических процессов в трубопроводной магистрали технологической установки ТЭЦ и эффективности действия гасителя.

Для измерения давления и перепада давления при исследовании гидродинамических процессов в магистрали технологической установки применялись тензометрические датчики давления типа ЛХ415 с аппаратурой 4АНЧ-22. Измерение виброскорости колена технологической трубы производилось виброшумомером ВШВ-003-М2 с пьезоэлектрическим вибропреобразователем повышенной чувствительности ДН-3-М1. Для измерения угла поворота заслонки был использован проволочный потенциометр ППР с сопротивлением 2,2 кОм. Регистрация измеряемых параметров осуществлялась программно-аппаратным комплексом на базе ПК, оснащенного устройством аналогового ввода L-264 фирмы L-Card. Запись сигналов осуществлялась в текстовый файл с частотой дискретизации 5000 Гц по каждому каналу.

Из осциллограммы на рисунке 14 следует, что время открытия ЭПЗ составляет  $\approx 0,06$  с, при котором избыточное давление в емкости снижается с  $4,5 \times 10^5$  Па до  $1 \times 10^5$  Па за время 3,5 с. При резком открытии заслонки жидкость ускоренно движется по трубопроводу и при достижении третьего изгиба развивает скорость 4,8 м/с, при которой сила реакции в изгибе достигает 1100 Н.

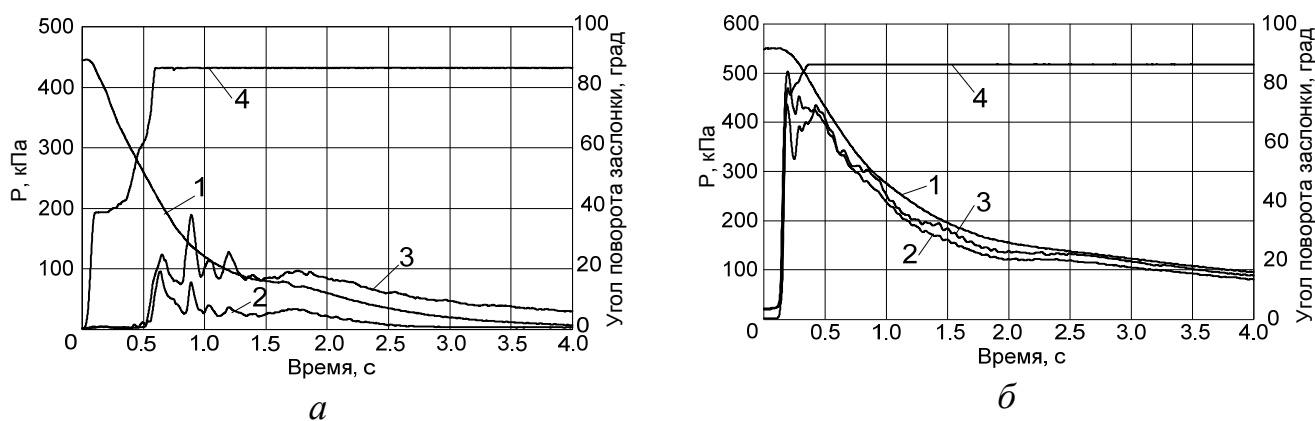


Рисунок 14 - Осциллограммы давления в баке (1), на выходе из заслонки (2), в изгибе №3 (3) при открытии заслонки ЭПЗ (4): а - трубопроводная магистраль заполнена воздухом; б - трубопроводная магистраль заполнена жидкостью

Экспериментальное исследование расходной характеристики и эффективности действия гасителя (рисунок 15) проводилось на разработанной автором установке (рисунок 16). Из рисунка 17 следует, что экспериментальные данные по расходной характеристике гасителя отличаются от расчетных значений не более чем на 7 %, что подтверждает достаточно высокую точность разработанной автором методики.

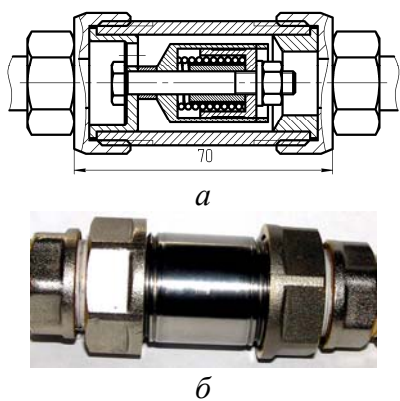


Рисунок 15 – Конструктивная схема (а) и внешний вид (б) гасителя

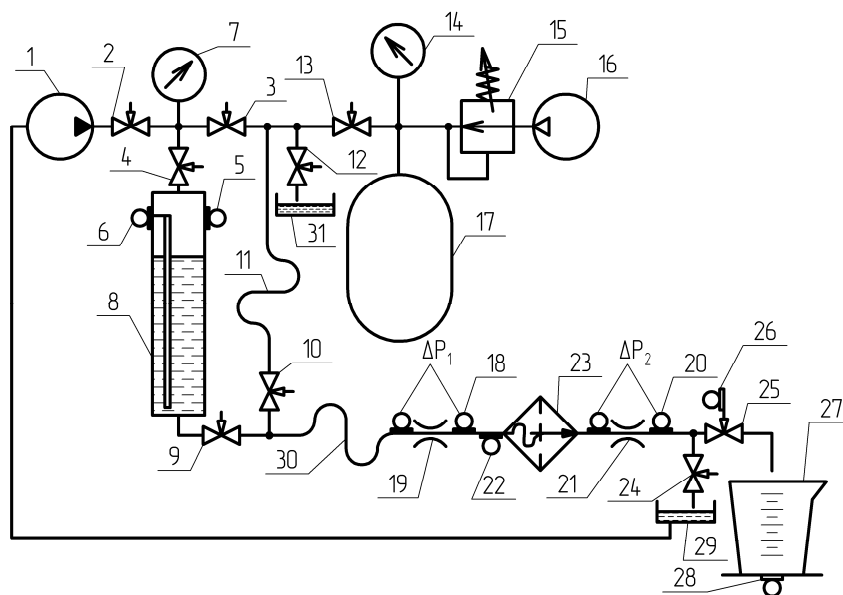


Рисунок 16 – Принципиальная схема экспериментальной пневмогидравлической установки: 1 – гидравлический насос НСУ-02; 2, 3, 4, 9, 10, 12, 13, 24, 25 – шаровой кран; 5 – датчик давления типа МРХ4250АР; 6 – датчик уровня емкостного типа САУ414; 7, 14 – манометр 0...1 МПа, кл. точности 0,6; 8 гидравлическая емкость  $D_y132$  высотой 2,5 м; 11 – вертикальный участок трубопроводной магистрали; 15 – регулятор давления воздуха; 16 – компрессор; 17 – емкость 0,05 м<sup>3</sup>; 18, 20 – датчик перепада давления типа МРХ4250DP; 19 – трубка Пито; 21 – диафрагма  $D_y6$ ; 22 – датчик давления типа Вт206; 23 – исследуемый гаситель ГУП-15/1; 26 – датчик угла поворота крана; 27 – мерная емкость; 28 – датчик силы (веса); 29 – сливная емкость 0,2 м<sup>3</sup>; 30 – трубопроводная магистраль  $D_y15$  длиной 15 м; 31 – сливная емкость

Испытание гасителя при неустановившемся движении жидкостной пробки в магистрали из металлопластиковых труб показало, что его применение позволяет снизить скорость потока жидкости в 3 раза при максимальном допустимом давлении на входе 1,5 МПа (рисунок 18).

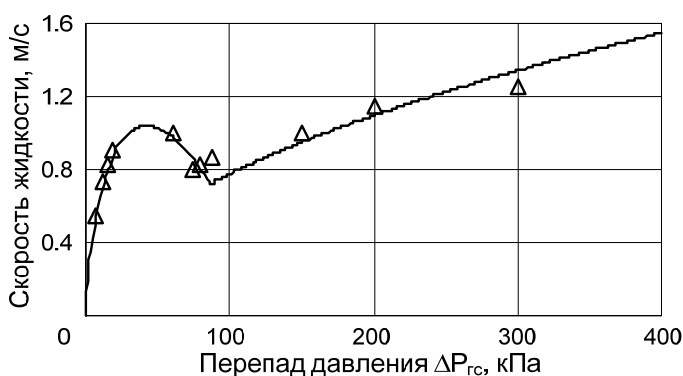


Рисунок 17 – Дроссельная характеристика гасителя энергии ускоренного потока жидкости: — - расчет;  $\Delta$  - эксперимент

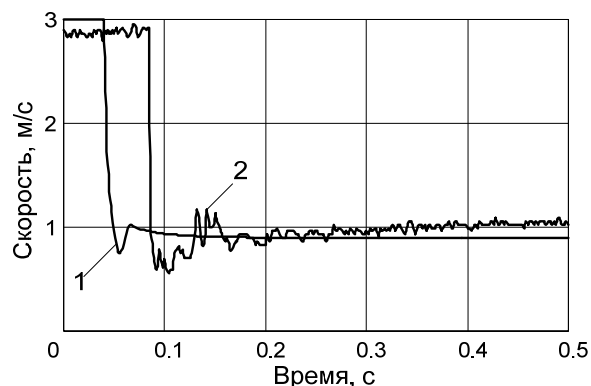


Рисунок 18 – Осциллограмма скорости прохождения жидкостной пробки через гаситель: 1 - расчет; 2 - эксперимент

Экспериментально исследована работоспособность запорно-регулирующей арматуры различных типов, применяемых в технологических установках ТЭЦ. Выявлены преимущества и недостатки арматуры, даны рекомендации по обеспечению их работоспособности.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Разработаны методы и средства снижения интенсивности динамических процессов в типовой трубопроводной магистрали технологических установок на основе составления и экспериментальной проверки ее математической модели, разработки методики и программы расчета характеристик магистрали с движущейся жидкостной пробкой с учетом зависимости скорости потока и динамических нагрузок в угловых соединениях от давления в емкости, длительности открытия заслонки, места установки и параметров диафрагмы и гасителя энергии ускоренного потока жидкости.

2. Предложены мероприятия по снижению интенсивности динамических процессов в трубопроводной магистрали технологических установок ТЭЦ: полное жидкостное заполнение магистрали; длительность открытия заслонки - не менее 3...5 с; установка диафрагмы или гасителя энергии ускоренного потока жидкости, параметры которых рассчитываются с учетом требуемого гашения скорости, наибольшего допустимого давления и обеспечения необходимого по технологическому циклу расхода жидкости.

3. Разработана схема, математическая модель, методика и программа проектировочного расчета гасителя энергии ускоренного потока жидкости, обеспечивающего снижение динамических нагрузок на трубопроводы технологических установок. Выявлены относительные параметры гасителя, характеризующие его эффективность: коэффициент жесткости; скорость потока жидкости в момент посадки колпака на упор и в конце переходного процесса; наибольший допустимый перепад давления. Применение гасителя позволяет снизить скорость ускоренного потока жидкости в трубопроводной магистрали в 3...4 раза при наибольшем допустимом давлении на его входе, что имеет важное значение для магистралей, выполненных из полимерных материалов.

4. Разработана методика расчета демпфера гидравлического удара для гидравлической магистрали прокатного стана. Применение демпфера позволило снизить давление гидравлического удара в 2,5 раза и обеспечило двухлетнюю работу прокатного стана без останова по причине разрушения насоса из-за повышенного динамического давления.

5. Экспериментальными исследованиями подтверждена адекватность математической модели и эффективность гасителя энергии ускоренного потока жидкости на разработанном автором стендовом оборудовании.

По результатам экспериментальных исследований нескольких типов запорно-регулирующей арматуры технологических установок ТЭЦ в динамическом режиме предложены рекомендации по обеспечению их работоспособности.

Основное содержание работы изложено в ведущих рецензируемых научных журналах и изданиях, определенных Высшей аттестационной комиссией Российской Федерации:

1. Шорин, В.П. Математическое моделирование гидродинамических процессов в частично заполненной воздухом трубопроводной магистрали [Текст] / В.П. Шорин, М.А. Гимадиев // Вестник СГАУ. – Самара, 2006. - №1(9). – С. 207-213.
  2. Шорин, В.П. Алгоритм расчета гидродинамических параметров частично заполненной воздухом трубопроводной магистрали [Текст] / В.П. Шорин, М.А. Гимадиев // Вестник СГАУ. – Самара, 2006. - №1(9). – С. 214-218.
  3. Гимадиев, М.А. Расчет характеристик и выбор параметров гасителя энергии ускоренного потока жидкости [Текст] / М.А. Гимадиев // Известия СНЦ РАН, 2007. – С. 585-590.
- в других изданиях:*
4. Гимадиев, М.А. Гаситель энергии потока жидкости [Текст] / М.А. Гимадиев, А.А. Гимадиев - Патент РФ на полезную модель №66473 от 05.04.2007 г.
  5. Гимадиев, М.А. Гаситель гидравлического удара [Текст] / М.А. Гимадиев, А.З. Ермошкин - Патент РФ на полезную модель № 71727 от 04.04.2007 г.
  6. Гимадиев, М.А. Экспериментальное исследование электропневмо-гидравлических заслонок технологических установок [Текст] / М.А. Гимадиев // Самарский госуд. аэрокосм. ун-т. - Самара, 2005. – 18 с. - Деп. в ВИНТИ 24.01.2005, №93-B2005.
  7. Гимадиев, М.А. Экспериментальное исследование гидродинамических характеристик трубопроводной магистрали, частично заполненной воздушной средой [Текст] / М.А. Гимадиев // Самарский госуд. аэрокосм. ун-т.- Самара, 2005 – 21 с. - Деп. в ВИНТИ 24.01.2005, №24-B2005.
  8. Гимадиев, М.А. Повышение стабильности работы электропневмо-гидравлических заслонок энергетических и технологических установок. Проблемы и перспективы развития двигателестроения [Текст] / М.А. Гимадиев // Материалы докладов междунар. науч.-техн. конф. 21-23 июня, 2006. – Ч. 1. – С. 306.
  9. Гимадиев, М.А. Программа и результаты расчета динамики жидкостной пробки в трубопроводной магистрали технологического аппарата [Текст] / М.А. Гимадиев, А.З. Ермошкин // Динамика машин и рабочих процессов: сборник докладов Всероссийской науч.-техн. конф. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2007. – С. 63-66.
  10. Ермошкин, А.З. Исследование гидродинамических характеристик дроселирующих элементов гасителей колебаний давления в ПК StarCD [Текст] / А.З. Ермошкин, М.А. Гимадиев // Динамика машин и рабочих процессов: сборник докладов Всероссийской науч.-техн. конф. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2007. – С. 69-72.
  11. Гимадиев, М.А. Анализ гидродинамических процессов в трубопроводных магистралях технологических аппаратов [Текст] / М.А. Гимадиев // Самарский госуд. аэрокосм. ун-т.- Самара, 2007. – 12 с. - Деп. в ВИНТИ 28.02.2007, №188-B2007.
  12. Гимадиев, М.А. Разработка демпфера для снижения интенсивности гидравлического удара в системе управления технологической установки [Текст] / М.А. Гимадиев, А.З. Ермошкин // Самарский госуд. аэрокосм. ун-т.- Самара, 2007. – 12 с. - Деп. в ВИНТИ 24.09.2008, № 747-B2008.
  13. Гимадиев, М.А. О методике исследования неустановившегося движения жидкости в местных сопротивлениях [Текст] / М.А. Гимадиев // Самарский госуд. аэрокосм. ун-т.- Самара, 2008. – 12 с. - Деп. в ВИНТИ 24.09.2008, № 748-B2008.