

1001 0010 0100 0101
1011 1100 0001 0101
0100 1010 1100 1010
SSM 1739-5068 0010
1110 1101
1110 0100


СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ И ИНФОРМАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

НАУЧНО-
ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

№ 3.2(37)
2009

ПЕР. ТЕХНИЧЕСКОЕ
ИССЛЕДОВАНИЕ

<http://www.sbook.ru/csit>



СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ И ИНФОРМАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

Основан в 1995 г.

2009

№ 3.2(37)

Москва-Воронеж

Научная книга



2009

Содержание

Перспективные исследования

Батаронова М.И., Кострюков С.А., Пешков В.В., Шунин Г.Е. Трехмерный конечно-элементный анализ взаимодействия двух токнесущих сверхпроводящих колец	212
Баткин И.С., Смирнов Ю.Г. Моделирование экстракции радиоактивных изотопов с использованием гетерогенной смеси магнитных частиц.....	214
Боковая Н.В. Алгоритмизация многокритериальных задач оптимального проектирования на основе вероятностного подхода.....	217
Бородулин А.Н., Жуков С.В., Кузнецов В.Н. Нечеткая система принятия финансово-хозяйственных решений на предприятии.....	221
Горюнов И.Г., Жиганов Н.К. Применение ситуационного управления в системах доставки данных нефтяной промышленности.....	225
Дерябина М.С., Мартынов С.И. Моделирование фильтрации вязкой жидкости с заданным градиентом давления.....	229
Десятков А.Д., Тарасов Б.В. Оптимизация процесса синтеза структуры сложной системы по критерию минимума времени реакции на примере службы поддержки предприятия в сфере оказания информационных услуг 229	229
Зибров Г.В., Михайлов В.В., Перцев Н.В., Семенов М.Е. Математическое моделирование потребностей в кадрах вузов МО РФ	238
Карминская Т.Д., Ципорина Е.А., Ципорин П.И. Разработка механизмов адаптации образовательного информационного портала Югры для решения задач управления в территориально распределенной региональной системе образования.....	242
Колоколов Ю.В., Мононская А.В., Горбунов С.Н., Годовников Е.А. Нелинейная динамика и проектирование импульсных преобразователей энергии	245
Колоколов Ю.В., Мононская А.В., Кузьмин А.С., Литвинов А.А. Нелинейная динамика и адаптация в импульсных электроприводах постоянного тока.....	247
Куцов А.М. Распределение вязкости, структура конвективных течений и перемешивание в мантии Земли	250
Куцов А.М. Нестационарная полномантийная тепловая конвекция при большом числе Рэлея.....	255
Куцько П.П., Редкозубов С.А. Моделирование процесса принятия решений в информационной системе управления радиоэлектронным комплексом.....	260
Мелихов А.Ю. Разработка энергосберегающего алгоритма управления плавным пуском асинхронных двигателей насосной станции. Часть 3. Математическая модель гидравлической подсистемы насосной станции.....	263
Мартынов С.И., Пронькина Т.В. Численное моделирование осаждения составных капель эмульсии	267
Нечаев В.Н., Шуба А.В. Моделирование нанокompозитных систем сегнетоэлектрик-диэлектрик	271
Редкозубов С.А., Куцько П.П., Коваленко Е.А. Математическое обеспечение оценки научно-технического и технологического потенциала, отбор и включение предприятий электронной промышленности в состав базовых	277
Семенов С.П., Татаринцев Я.Б. Автоматизированная система контроля данных по кадровому составу вуза и контингенту студентов	279
Старостин Н.П., Аммосова О.А. Математическое моделирование теплового процесса сварки полимерных труб при низких температурах воздуха.....	282
Томилов И.Н. Математическое и программное обеспечение для решения прямых задач химической кинетики.....	286
Фёдоров М.С. Компьютерная поддержка согласованных решений на примере процесса кредитования.....	290
Ахметов И.Г., Братищенко В.В. Моделирование учебного процесса вуза: основные методики, технология, система показателей.....	296
Исаева О.С., Кочетков С.Н., Морозов Р.В. Информационная поддержка планирования и контроля расходования муниципального бюджета	299
Полосин А.Н. Методика численного моделирования динамики процессов нагрева полимерных пленок при термоформовании осесимметричных изделий	304
Ломакин В.В., Томчик В.В. Микроскопическая модель критического состояния сверхпроводящей пластины.....	309

финансированности интересов структур в динамическом развитии отрасли, получения оптимальной прибыли.

Список использованных источников

1. Информационная система координации управления электронной промышленности / П.П. Куцько, Ю.К. Фортинский, В.М.

Антимиров. – Воронеж, 2007. – 143 с.

2. Автоматизация управления и проектирования в электронной промышленности / Ю.К. Фортинский, В.Е. Межов, В.К. Зольников, П.П. Куцько. – Воронеж, 2008. – 275 с.

Воронежская государственная лесотехническая академия, г. Воронеж

УДК 681.521.7: 621.316.717

РАЗРАБОТКА ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕГО АЛГОРИТМА УПРАВЛЕНИЯ ПЛАВНЫМ ПУСКОМ АСИНХРОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ.

ЧАСТЬ 3. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ПОДСИСТЕМЫ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ

А.Ю.Мелихов

Цикл из четырех статей посвящен формированию подхода к снижению потерь электрической энергии в обмотках асинхронных двигателей насосной станции. В третьей статье приводится описание математической модели установившегося движения жидкости в трубопроводе при пуске двигателей насосной станции.

тов сдерживается рядом ограничений, накладываемых на показатели переходного процесса [1, 2]: (i) величина ударного пускового тока АД не должна вызывать падение номинального напряжения в точке общего присоединения к сети ниже некоторого предустановленного значения и превышать амплитуду пускового тока АД, устанавливаемую производителем данного двигателя; (ii) характер изменения токов статорных обмоток АД в течение переходного процесса не должен вызывать увеличение установившейся температуры статорных обмоток АД выше предельно допустимого среднего значения; (iii) продолжительность процесса пуска $T_{п}$ должна быть выбрана такой, чтобы, с одной стороны, возникающая при этом свободная составляющая статорных токов АД не приводила бы к нарушению перечисленных выше условий, с другой стороны, наибольший прирост давления в трубопроводе ΔP_{max} , Па, вызванный таким переходным процессом, не превышал установленной максимально допустимой величины $\Delta P_{max, доп}$, Па.

Введение

Задача разработки оптимальных по тому или иному критерию алгоритмов управления плавным пуском асинхронных двигателей (АД) насосной станции является далеко нетривиальной, поскольку для ее решения необходимо использовать математическую модель, адекватно отражающую протекание переходных процессов в системе «электрическая сеть – устройство плавного пуска – асинхронный двигатель – центробежный насос – трубопровод». Кроме того, в частности, для создания энергоэффективных алгоритмов управления плавным пуском АД, обеспечивающих помимо сокращения потерь электрической энергии, безопасность протекания переходных процессов в электроприводе и трубопроводе, необходимо обеспечить удовлетворение противоречивых требований. С одной стороны, потери электрической энергии в обмотках АД могут быть снижены за счет сокращения времени нахождения АД в области повышенного скольжения и устремления продолжительности пуска к некоторому оптимальному значению $T_{п} \rightarrow T_{опт}$, где

Анализу возможностей удовлетворения первых двух условий посвящена вторая часть нашей статьи [2]. В третьей части рассматривается модель неустановившегося движения жидкости в трубопроводе произвольной конфигурации, позволяющая получить зависимость прироста давления в трубопроводе ΔP_{max} от продолжительности процесса пуска двигателей насосных агрегатов $T_{п}$.

Постановка задачи

$T_{опт, орг}$ – оптимальная продолжительность нарастания напряжения на статорных обмотках АД, составляющая 0.02-0.03 с [1]. Однако, с другой стороны, сокращение продолжительности пуска электродвигателей насосных агрега-

Бурное развитие теории неустановившегося движения жидкости приходится на конец 60-х г. XX века и связывается с распространением численных методов с использованием ЭВМ. Вместе с тем, к настоящему времени формиро-

вание этой теории не закончено, что, в частности, является причиной отсутствия строго определения гидравлического удара. Определение гидравлического удара не дается и в нормативных документах. Например, такого определения нет в СНиП 2.04.02-84* «Строительные нормы и правила. Водоснабжение. Наружные сети и сооружения», в котором, вместе с тем, указаны рекомендации по проведению испытаний трубопроводной арматуры и меры по защите трубопровода от гидравлического удара.

В теоретической гидродинамике, как правило, дается нестрогое определение гидравлическому удару, под которым понимают кратковременное изменение давления жидкости, величина которого приводит к сжатию жидкости с одновременной радиальной деформацией стенок трубопровода [3-5].

Вопросам моделирования и анализа механизмов возникновения и протекания гидравлического удара в напорных водопроводах посвящена обширная литература, русскоязычная и англоязычные части которой достаточно полно перечислены в [5] и [6] соответственно.

Первые работы, посвященные описанию гидравлического удара, принадлежат Н.Е. Жуковскому [3], который доказал волновой характер распространения ударного давления и установил, что для идеальной несжимаемой жидкости в неупругом трубопроводе при мгновенном закрытии задвижки приращение напора воды в трубопроводе (ΔH) прямо пропорционально приращению скорости движения жидкости (Δv):

$$\Delta H = -\frac{a \Delta v}{g}, \quad (1)$$

где a – скорость распространения ударной волны; g – ускорение свободного падения. В частном случае, при монтаже трубопровода, когда полностью ограничено осевое растяжение трубы, скорость распространения ударной волны вычисляется по следующему выражению [6]:

$$a = \sqrt{\frac{K/\rho}{1 + \frac{K \cdot D}{E \cdot e} (1 - \mu^2)}}, \quad (2)$$

где K – модуль объемного сжатия жидкости; ρ – плотность жидкости; D – диаметр трубы; e – толщина стенок трубы; E – модуль упругости материала трубы; μ – отношение Пуассона для материала трубы.

Из (2) следует, что скорость распространения волны не зависит от направления движения жидкости. Последнее обстоятельство обуславливает сформировавшийся в прикладной гидравлике подход, согласно которому из соображений удобства описания начальных условий,

анализ динамики неустановившегося движения жидкости в трубопроводе проводят для случая закрытия вентиля и, соответственно, изменения скорости движения жидкости от установившегося значения v_0 до нуля [4-6].

При составлении модели неустановившегося движения жидкости традиционно используют следующие допущения [3-6]: в трубопроводе отсутствуют локальные потери напора, связанные с его геометрией и, соответственно, учитываются только потери на трение (f), постоянные по длине трубопровода, и, вычисляемые по формуле Дарси-Вейсбаха [6]; жидкость считается гомогенной, ее параметры (вязкость, плотность и др.) одинаковы по трем пространственным координатам – это позволяет ограничиться исследованием динамики жидкости только по одной координате – в направлении ее движения.

С учетом введенных допущений неустановившееся движение жидкости в каждой i -й секции трубопровода описывается известной системой уравнений Эйлера [6]:

$$\begin{cases} \frac{dV}{dt} + g \frac{\partial H}{\partial s} + \frac{f}{2D} V|V| = 0, \\ a^2 \frac{\partial V}{\partial s} + g \frac{dH}{dt} = 0, \end{cases} \quad (3)$$

где V – скорость движения жидкости вдоль i -й секции трубопровода (в направлении s); H – напор воды; D – диаметр трубы; a – скорость распространения волны давления; g – ускорение свободного падения.

Интегрирование системы уравнений (3) проводится с использованием численного метода характеристик (разновидность сеточных методов), который позволяет получить приближенное решение системы (3) для трубопровода сколь угодно сложной конфигурации [6].

Для оценки грубости вычисления прироста давления в трубопроводе ΔH по выражению (1) рассмотрим классическую задачу моделирования переходного процесса, возникающего при закрытии вентиля в гидравлической системе, приведенной на рис. 1.

Резервуар 1

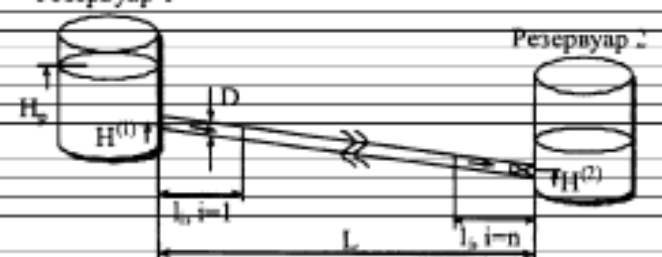


Рис. 1. Схема гидравлической системы в задаче с двумя резервуарами

В гидравлической системе (рис. 1) исполь-

ется стальной трубопровод, по которому из резервуара «1» в резервуар «2» движется вода с температурой 4 °С ($\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$).

Для гидравлической системы (рис. 1) различные условия записываются в следующем виде [6]:

– для крайней секции трубопровода против течения: $H_1 = H^{(1)}$,

– для крайней секции трубопровода по тече-

$$H_{\text{в}} = H_{\text{р}} - (n-1) \cdot \frac{12 \cdot f \cdot \Delta L \cdot v_0^2}{64 \cdot 4 \cdot D},$$

где $H_{\text{р}}$ – напор воды в резервуаре «1»; f – потери на трение; v_0 – установившееся значение скорости движения жидкости в трубопроводе; ΔL – приращение длины; n – количество секций трубопровода.

Исходные данные, а также результаты расчета переменных в установившемся режиме для гидравлической системы, изображенной на рис. 1, сведены в табл. 1.

Таблица 1

Исходные данные и параметры установившегося режима для гидравлической системы, изображенной на рис. 1

Наименование и размерность параметра	Обозначение	Величина
Напор воды в резервуаре «1», м	$H_{\text{р}}$	218,1
Глубина центра сжатого сечения струи в концах трубопровода против течения и по течению, м	$H^{(1)}$	30,5
	$H^{(2)}$	15,25
Длина трубопровода, м	L	1524
Диаметр трубы, м	D	0,762
Коэффициент потерь на трение	f	0,02
Толщина стенок трубы, м	ϵ	$2,54 \cdot 10^{-2}$
Модуль упругости (модуль Юнга), Па	$E_{\text{сталь}}$	$207 \cdot 10^9$
Коэффициент Пуассона	μ	0,3
Плотность воды (4 °С), кг/м ³	ρ	1000
Модуль объемного сжатия воды, Па	K	$2,2 \cdot 10^9$
Начальная скорость движения воды, м/с	v_0	1,5
Скорость распространения волны давления по выражению (2), м/с	a	751

На рис. 2а приведены графики напора воды в сечении, примыкающем непосредственно к вентилю, для двух значений продолжительности закрытия вентиля: $T_1=1$ с и $T_2=10$ с. На рис. 2б приведена поверхность давления воды в трубопроводе для случая закрытия вентиля за время $T_1=1$ с.

Анализ графиков, приведенных на рис. 2а, показывает, что максимальный напор $H_{\text{max}} = H_0 + \Delta H$, где ΔH – прирост давления, определенный по выражению (1), составляет $H_{\text{max}} \approx 336$ м ($1,5 \cdot H_0$), что вполне согласуется со значением максимального напора, полученного при интегрировании системы уравнений (3). Форма

волны (рис. 2а) при $T_1=1$ с имеет резкий фронт, что соответствует теоретическим представлениям о процессах, протекающих при гидравлическом ударе [3-6]. С увеличением времени закрытия вентиля до T_2 профиль волны приобретает более пологую форму, максимальная амплитуда напора снижается до $H_{\text{max}} \approx 262$ м ($1,3 \cdot H_0$).

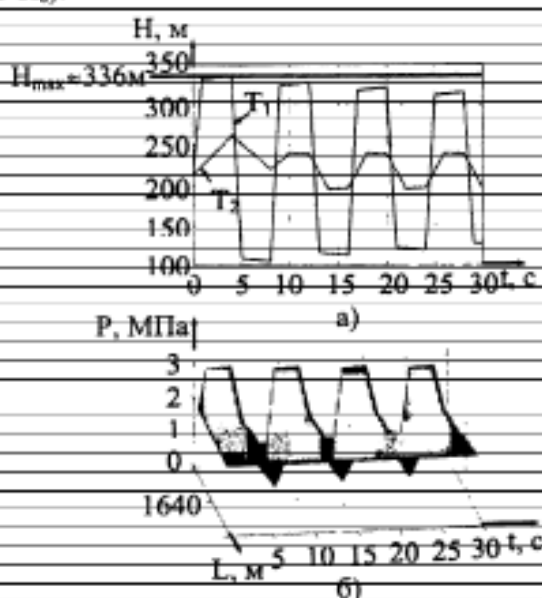


Рис. 2. Волновые процессы в секции трубопровода, примыкающей к вентилю: а – изменение полного напора; б – поверхность давления

Моделирование неустановившегося движения жидкости в трубопроводе при пуске АД насосной станции

Проведем моделирование пуска (на открытую задвижку) и останова АД насосных агрегатов типовой насосной станции, структурная схема которой приведена в [1] на рис. 1. Основные параметры насосной станции следующие: число последовательно соединенных секций трубопровода, $n=3$; Напор воды в резервуарах $H_1=120,4$ м, $H_2=256$ м; число параллельных насосных агрегатов, $m=4$ (все насосы насосных агрегатов идентичны центробежному насосу Ingersoll-Dresser 15H277 и имеют характеристические кривые, приведенные в [6]). Моменты времени пуска насосов: $t_{\text{пн},j} = \{100, 400, 500, 600\}$, $j=1...4$; останова насосов: $t_{\text{оп},j} = \{800, 900, 1000, 1100\}$, $j=1...4$; продолжительность пуска для каждого насоса выбрана одинаковой и равной $T_{\text{п}}=20$ с. Физические свойства жидкости и материала труб принимались по табл. 1.

На рис. 3а приведен график изменения полного напора H , м в первом сечении первой секции трубопровода. На рис. 3б приведены графики максимального P_{max} и минимального P_{min} давления воды среди всех сечений трубопрово-

да относительно времени.

Анализ графика, приведенного на рис. 3а, показывает, что максимальный напор в трубопроводе не превышает величину $H_{\max} = 461,4$ м, определенную для исследуемой гидравлической системы по выражению (1). Из анализа графика, приведенного на рис. 3б, можно заключить, что ударное давление в исследуемой системе $P_{\max,y} \approx 2,9$ МПа, что существенно меньше ударного давления для трубопровода, выполненного из стальных труб ($P_{y,\max} = 10$ МПа [7]). Вместе с тем, минимальное давление, возникающее в трубопроводе P_{\min} , оказывается меньше атмосферного давления. Однако, хорошо известно, что уменьшение давления жидкости в трубопроводе до давления насыщенных паров приводит к возникновению в толще жидкости полостей, заполненных газом (каверн). При определенных условиях полости схлопываются, вызывая локальное повышение давления, достигающего сотни МПа, под действием которого с поверхности стенок каналов, лопастей насосов и проч. отрываются частицы вещества, вызывая эрозию материалов. Такое явление, получившее название кавитации, является наиболее разрушительным последствием гидравлического удара [5,6].

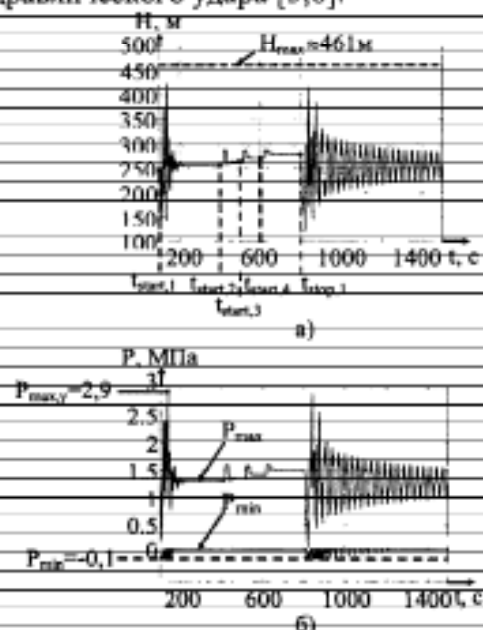


Рис. 3. Результаты моделирования переходных процессов пуска и останова насосных агрегатов насосной станции

Исследование и моделирование кавитации осложнено необходимостью построения модели динамики двухфазной парожидкостной смеси. До настоящего времени процессы образования каверн, их эволюция и аннигиляция до конца не изучены. На этом основании в данной работе использовался упрощенный подход к моделированию возникновения кавитации, опи-

санный в [6]. При этом предполагалось, что кавитационная полость образуется между двумя узлами сетки, расположенными по краям области пониженного давления. В этом случае дополнительный прирост давления по сравнению с оценкой (1) окажется прямо пропорциональным разности скоростей переднего v_1 и заднего v_2 фронтов кавитационной полости, т.е. примет, согласно [6], следующий вид:

$$\Delta H = \frac{a}{2g}(v_1 - v_2). \quad (4)$$

С целью получения зависимости максимального прироста давления в трубопроводе ΔP_{\max} от продолжительности пуска АД T_{Π} , которая в дальнейшем будет использоваться для разработки алгоритма управления плавным пуском асинхронных двигателей насосной станции была проведена серия численных экспериментов. На рис. 4 приведены отчеты максимального прироста давления в трубопроводе (ΔP_{\max}) в функции продолжительности пуска АД (T_{Π}), рассчитанного с учетом (4), для насосной станции параметры которой описаны выше. Зависимость $\Delta P_{\max} = f(T_{\Pi})$ аппроксимирована экспоненциальной функцией вида:

$$\Delta P_{\max} = 2,2 \cdot \exp(-0,02 \cdot T_{\Pi}) - 0,7 \cdot \exp(-0,1 \cdot T_{\Pi}), \quad (5)$$

для которой на рис. 4 нанесены границы 95% доверительного интервала. Для полученной аппроксимации коэффициент корреляции равен $R^2 = 0,964$, сумма квадратов ошибок $SSE \approx 0,04$, что свидетельствует о достоверном описании экспоненциальной функцией (5) исследуемой зависимости $\Delta P_{\max} = f(T_{\Pi})$. Монотонный характер зависимости $\Delta P_{\max} = f(T_{\Pi})$ и отсутствие ограничений на постоянные коэффициенты аппроксимирующей функции (5) позволяют утверждать, что минимальное количество точек $\{\Delta P_{\max,i}, T_{\Pi,i}\}$, которое нужно получить посредством численного моделирования гидравлической подсистемы насосной станции для определения коэффициентов аппроксимирующей функции равно числу этих коэффициентов.

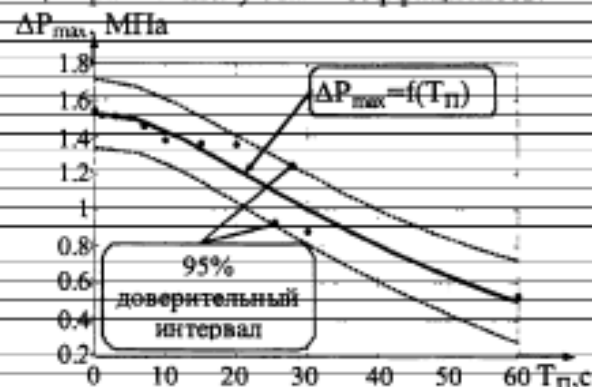


Рис. 4. Зависимость давления в трубопроводе насосной станции от продолжительности пуска АД

Заключение

Приведено построение математической модели неустановившегося движения жидкости в трубопроводе произвольной конфигурации; изложены допущения, традиционно используемые при описании динамики движения невязкой жидкости, и, позволяющие получить аналитическое решение системы уравнений Эйлера для переходных и стационарных режимов методом характеристик; описаны результаты численного моделирования нестационарного течения жидкости в трубопроводе при постановке классической задачи с двумя резервуарами и постановке задачи транспортирования жидкости с использованием насосной станции.

Характер зависимости величины максимального прироста давления в трубопроводе (ΔP_{\max}) от времени пуска АД ($T_{\text{п}}$) позволяет достоверно аппроксимировать такую зависимость с помощью экспоненциальной функции вида (5). Расчет постоянных коэффициентов аппроксимирующей функции может быть выполнен по четырем точкам.

Функциональная зависимость $\Delta P_{\max}=f(T_{\text{п}})$ обладает некоторой грубостью в силу принятых при построении модели допущений, однако качественный характер полученной аппроксимации позволяет использовать ее при разработке алгоритмов управления плавным пуском асинхронных двигателей насосной станции с учетом ограничения, накладываемого на максимальный прирост давления в трубопроводе.

Следующая, заключительная статья нашего цикла, посвящена описанию адаптивного алгоритма управления плавным пуском асинхронных двигателей, основанного на формировании программы пуска последовательно для каждого двигателя насосной станции с учетом текущего

значения переменных состояния импульсного регулятора напряжения АД, тепловой модели нестационарного нагрева обмоток АД, энергетической и гидравлической подсистем насосной станции, реализованных в виде математических моделей, встроенных в алгоритм.

Список использованных источников

1. Мелихов А.Ю., Колоколов Ю.В. Разработка энергосберегающего алгоритма управления плавным пуском асинхронных двигателей насосной станции. Часть 1. Постановка задачи// Системы управления и информационные технологии. – 2009. – №1.3(35). – С. 364-369.
2. Мелихов А.Ю., Колоколов Ю.В. Разработка энергосберегающего алгоритма управления плавным пуском асинхронных двигателей насосной станции. Часть 2. Математическая модель энергетической подсистемы насосной станции// Системы управления и информационные технологии. – 2009. – №1.3(35). – С. 369-374.
3. Жуковский Н.Е. Собрание сочинений. В 2 т. Т. 2. Гидродинамика – М.: Гос. изд-во технико-теоретической лит-ры, 1949 – 760 с.
4. Chapple P.J. Principles of Hydraulic Systems Design – Oxford : Coxmoor Publ. Comp., 2003. – 274 pp.
5. Смирнов Д.Н., Зубов Л.Б. Гидравлический удар в напорных водоводах – М.: Стройиздат, 1975. – 125 с.
6. Larock B.E., Jeppson R.W., Watters G.Z. Hydraulics of Pipeline Systems – Boca Raton : CRC Press LLC, 2000. – 533 p.
7. Перешивкин А.К., Александров А.А., Булыгин Е.Д. и др. Монтаж систем внешнего водоснабжения и канализации. – М.: Стройиздат, 1988. – 653 с.

Югорский государственный университет,
г.Ханты-Мансийск

УДК 519.622:519.635.4

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ОСАЖДЕНИЯ СОСТАВНЫХ КАПЕЛЬ ЭМУЛЬСИИ

С.И. Мартынов, Т.В. Пронькина

Исследована динамика осаждения составных капель эмульсии на основе численного моделирования процесса. Учитывается взаимодействие между каплями и жидкостью. Найдены скорости и траектории движения капель.

Введение. В последние годы все больший интерес представляет моделирование системы жидкость – частицы. Это связано как с многочисленными приложениями, в которых требуется применение таких моделей, так и с воз-

росшими возможностями компьютерных технологий, позволяющими дальше развивать численные методы моделирования. Интенсивное развитие в последние годы методов аналитического и численного моделирования поведения таких сред при различных внешних воздействиях связано с созданием новых материалов, в которых используются эффекты многофазности, и управлением их свойствами. Одна из задач, возникающих при моделировании таких сред, это учет взаимодействия частиц между собой и жидкостью. Такое взаимодействие на-