

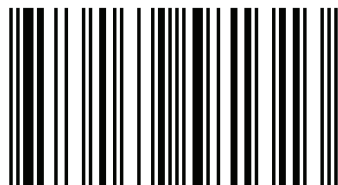
На основе анализа предыдущих исследований и опыта эксплуатации энергетического оборудования в работе адаптирована ранее разработанная авторами методика моделирования колебательных гидродинамических процессов для замкнутых трубопроводных систем с поршневыми насосами и демпфирующими устройствами. В результате расчетного моделирования гидродинамических процессов установлено, что возникновение колебательной гидродинамической неустойчивости определяется «запаздыванием» реакции напорно-расходной характеристики насосов на отклонения установившихся режимных параметров потока напорно-расходной характеристики (НРХ) поршневых насосов. Увеличение «запаздывания» НРХ поршневых насосов приводит к увеличению амплитуды и периода колебаний гидродинамических параметров (давления и средней скорости потока). Увеличение амплитуды колебаний гидродинамических параметров увеличивает гидродинамические нагрузки (гидроудары) на все элементы трубопроводной системы с поршневыми насосами. Также показана ограниченность известных подходов для рассматриваемых условий резонансного механизма возникновения колебательной гидродинамической неустойчивости: частота генерации расхода поршневыми насосами на порядок и более



Владимир Скалозубов
Олег Чулкин
Денис Пирковский

Работал директором Одесского филиала Государственного научно-технического центра по ядерной и радиационной безопасности; заведующим отделом анализа безопасности АЭС института проблем безопасности АЭС НАН. В настоящее время - научный руководитель Межведомственного центра фундаментальных научных исследований в области энергетики и экологии.

Гидроудары вследствие тепло- гидродинамической неустойчивости



978-613-9-58131-3

 **LAMBERT**
Academic Publishing

**Владимир Скалозубов
Олег Чулкин
Денис Пирковский**

**Гидроудары вследствие тепло-гидродинамической
неустойчивости**

**Владимир Скалозубов
Олег Чулкин
Денис Пирковский**

**Гидроудары вследствие тепло-
гидродинамической
неустойчивости**

LAP LAMBERT Academic Publishing RU

Imprint

Any brand names and product names mentioned in this book are subject to trademark, brand or patent protection and are trademarks or registered trademarks of their respective holders. The use of brand names, product names, common names, trade names, product descriptions etc. even without a particular marking in this work is in no way to be construed to mean that such names may be regarded as unrestricted in respect of trademark and brand protection legislation and could thus be used by anyone.

Cover image: www.ingimage.com

Publisher:

LAP LAMBERT Academic Publishing

is a trademark of

International Book Market Service Ltd., member of OmniScriptum Publishing Group

17 Meldrum Street, Beau Bassin 71504, Mauritius

Printed at: see last page

ISBN: 978-613-9-58131-3

Copyright © Владимир Скалозубов, Олег Чулкин, Денис Пирковский

Copyright © 2018 International Book Market Service Ltd., member of

OmniScriptum Publishing Group

All rights reserved. Beau Bassin 2018

Скалозубов В.И., Чулкин О.А., Пирковский Д.С.
Одесский национальный политехнический университет

**ГИДРОУДАРЫ ВСЛЕДСТВИЕ ТЕПЛО-ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ
НЕУСТОЙЧИВОСТИ**

Одесса 2018

Сведения об авторах



Скалозубов Владимир Иванович, доктор технических наук, профессор. Область научных интересов: надежность теплотехнического оборудования тепловых и ядерных энергоустановок.

E-mail: vi.skalozubov@gmail.com



Чулкин Олег Александрович, кандидат технических наук, доцент. Область научных интересов: надежность систем, важных для безопасности энергетических установок.

E-mail: zpo.onpu@gmail.com



Пирковский Денис Сергеевич, аспирант. Область научных интересов: надежность теплотехнического оборудования тепловых и ядерных энергоустановок;

E-mail: bourne92@ukr.net

Содержание

Введение	4
Глава 1. Метод определения условий гидродинамических ударов вследствие инерционности напорно-расходной характеристики насосов	6
Глава 2. Метод определения условий гидродинамических ударов при закрытии арматуры как следствия апериодической неустойчивости	16
Глава 3. Метод определения условий гидродинамических ударов на энергетическое оборудование при двухфазных потоках	22
Выводы	40
Список литературы	42

Введение

На основе общих положений теории тепло-гидродинамической неустойчивости предложен метод моделирования условий возникновения критических по надежности гидроударов на напорные насосы трубопроводных систем тепловых и ядерных энергоустановок. Установлено, что доминирующим фактором условий возникновения тепло-гидродинамической неустойчивости и критических гидроударов является инерционность чувствительности расходной (сетевой) характеристики напорных насосов трубопроводных систем. При минимально допустимой (критической) чувствительности расходной характеристики амплитуды колебаний скорости (расхода) потока достигают критических значений, при которых происходит отказ по работоспособности рабочих элементов насосов. Возникновение критических гидроударов соответствует переходу колебательной тепло-гидродинамической неустойчивости в аperiodическую. Перспективным подходом в отношении предотвращения критических гидроударов представляется приоритет использования насосов с наиболее чувствительной расходной (сетевой) характеристикой (при прочих равных технических возможностях).

Предложен оригинальный метод определения условий возникновения и интенсивности гидродинамического удара при закрытии арматуры как следствия аperiodической неустойчивости. Полагается, что при определенной скорости закрытия арматуры происходит резкое (импульсное) торможение потока, а кинетическая энергия торможения потока переходит в энергию гидродинамического удара. В отличие от известных подходов предложенный метод учитывает условия формирования гидродинамического удара в зависимости от коэффициента гидродинамического сопротивления и скорости закрытия арматуры, конструктивно-технических характеристик всех элементов трубопроводной системы, теплофизических свойств потока и других определяющих факторов. На примере пассивной части системы аварийного охлаждения ядерного реакто-

ра показано, что интенсивность гидродинамических ударов при закрытии арматуры может быть намного больше, чем в системах с насосным оборудованием при прочих равных условиях. На основе предложенного метода определены оптимальные условия скорости закрытия арматуры для предотвращения гидродинамического удара.

Альтернативной причиной возникновения гидродинамических ударов могут быть также трансзвуковые режимы течения двухфазных парожидкостных потоков. Необходимое условие возникновения гидродинамических ударов в таких режимах – достижение скоростью потока скорости распространения акустических возмущений (скорости звука), а достаточные условия – превышение давлением в «скачке уплотнения» сверхзвукового потока давления на входе в трубопроводную систему («запирание» потока).

В данной работе предложен оригинальный метод определения необходимых и достаточных условий возникновения гидродинамических ударов при трансзвуковых режимах адиабатно вскипающих потоков с учетом перехода кинетической энергии торможения потока в энергию импульса гидродинамического удара. Полученные решения для динамической нагрузки при ударах на оборудование трубопроводных систем принципиально отличаются от традиционной формулы Н.Е. Жуковского.

Дальнейшее совершенствование предлагаемого метода может быть связано с применением негомогенных неравновесных неоднородных моделей двухфазного потока и устранением отдельных консервативных допущений.

Глава 1. Метод определения условий гидродинамических ударов вследствие инерционности напорно-расходной характеристики насосов

На основе общих положений теории тепло-гидродинамической неустойчивости предложен метод моделирования условий возникновения критических по надежности гидроударов на напорные насосы трубопроводных систем тепловых и ядерных энергоустановок. Установлено, что доминирующим фактором условий возникновения тепло-гидродинамической неустойчивости и критических гидроударов является инерционность чувствительности расходной (сетевой) характеристики напорных насосов трубопроводных систем. При минимально допустимой (критической) чувствительности расходной характеристики амплитуды колебаний скорости (расхода) потока достигают критических значений, при которых происходит отказ по работоспособности рабочих элементов насосов. Возникновение критических гидроударов соответствует переходу колебательной тепло-гидродинамической неустойчивости в аperiodическую. Перспективным подходом в отношении предотвращения критических гидроударов представляется приоритет использования насосов с наиболее чувствительной расходной (сетевой) характеристикой (при прочих равных технических возможностях).

Актуальность. Явления тепло-гидродинамической неустойчивости (нестабильности) заключается в возникновении условий автоколебательных (самоподдерживающихся) и/или аperiodических (импульсных) процессов изменения тепло-гидродинамических параметров (давления, скорости, паросодержания и т.п.) потоков в системах теплотехнического оборудования (насосы, арматура, теплообменники и т.п.) и трубопроводов тепловых и ядерных энергоустановок. Возникновение условий тепло-гидродинамической неустойчивости (нестабильности) (ТГН) приводит к дополнительным гидродинамическим нагрузкам на конструкции теплотехнического оборудования и трубопроводов (гидроудары), повышает вибрационное состояние и влияет на надежность их

эксплуатации в рабочих, переходных и аварийных режимах. В предельных случаях условий критических по надежности гидроударов (КГУ) происходит отказ на выполнение проектных функций эксплуатации и/или разрушение конструкций теплотехнического оборудования и трубопроводов (ТОиТ).

Вопросы определения причин и условий возникновения ТГН, а также влияния ТГН на надежность систем ТОиТ исследуются достаточно давно (например, [1 – 9] и др.). В частности, в работах В.А. Герлига [4] исследовались вопросы определения условий возникновения ТГН в парогенерирующих каналах, в котловом объеме парогенераторов и теплообменном оборудовании; в работах А.В. Королева [5] изучались вопросы определения условий гидроударов в трубопроводах с двухфазными потоками; в работах В.И. Скалозубова [6] изучались вопросы определения условий возникновения термоакустической неустойчивости теплоносителя в активной зоне ядерного реактора и ее влияния на целостность оболочек тепловыделяющих элементов; в работах [6, 7] исследовались вопросы определения условий возникновения аperiodической ТГН и гидроударов на рабочие элементы арматуры ядерных энергетических установок и т.д.

Однако вопросы определения причин и условий возникновения КГУ, вызванных гидродинамической неустойчивостью в трубопроводных системах с напорными насосами, изучены крайне недостаточно. Так, в последних разработках А.В. Королева [8, 9] в качестве механизма возникновения колебательной гидродинамической неустойчивости определены резонансные эффекты совпадения собственной частоты колебаний трубопровода и частоты возмущений гидродинамических параметров от работающего насоса. Основные ограничения практического применения этого подхода заключаются в том, что резонансные эффекты являются предельно частным случаем условий возникновения ТГН и не охватывают все возможные рабочие, переходные и аварийные режимы эксплуатации напорных насосов. Кроме того, в [8, 9] отсутствуют достаточные обоснования возникновения КГУ на рабочие элементы насосов, вызванные ре-

зональными эффектами.

Определяющими факторами возникновения гидродинамической неустойчивости и критических (для надежности насосов) гидроударов в широких диапазонах изменения режимных параметров могут быть специфические особенности расходных (сетевых) характеристик непосредственно насосов, то есть зависимости гидродинамического напора от скорости движения или расхода потока, что и определяет актуальность этой работы.

Основные положения моделирования условий возникновения критических гидроударов на насосное оборудование.

1. Рассматривается характерная (типичная) для тепловых и ядерных энергоустановок трубопроводная система теплотехнического оборудования (рис. 2.1). Условно трубопроводная магистраль разделена на подающую и напорную магистрали длиной L_1 и L_2 соответственно.

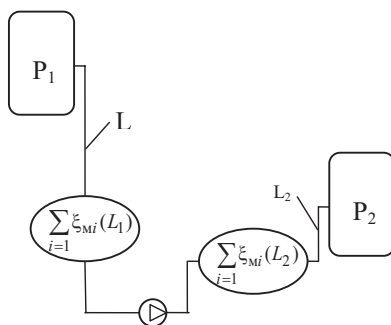


Рис. 1.1. Типичная трубопроводная система теплотехнического оборудования.

2. Полагается, что необходимым условием возникновения КГУ на рабочие элементы насосов является ТГН потока, которая заключается в отклонении гидродинамических параметров от установившихся (стабильных) значений.

Достаточным условием возникновения КГУ является отказ по работоспособности насоса, вызванный критическими гидродинамическими нагрузками на рабочие элементы и превышающие предельно допустимые значения $N_{кр}$. Мак-

симально допустимые (критические) значения массового расхода $G_{кр}$ и/или средней скорости потока $v_{кр}$:

$$G \geq G_{кр} = F \sqrt{2\rho N_{кр}}; \quad v \geq v_{кр} = \sqrt{\frac{2N_{кр}}{\rho}}, \quad (1.1)$$

где G , v – текущие значения массового расхода и средней скорости потока соответственно;

F – площадь проходного сечения трубопровода;

ρ – плотность потока;

$N_{кр}$ – максимально допустимые нагрузки на рабочие элементы насоса, определяемые его конструктивно-техническими характеристиками.

3. Определяющие параметры условий возникновения ТГН и КГУ.

Расходная (сетевая) характеристика зависимости гидродинамического напора насоса $\Delta P_{н}$ от массового расхода G или средней скорости потока в трубопроводной системе v :

$$\Delta P_{н} = f(G); \quad \Delta P_{н} = f(v). \quad (1.2)$$

Чувствительность расходной (сетевой) характеристики к изменениям расхода/скорости потока:

$$f' = \frac{d\Delta P_{н}}{dG} \quad \text{или} \quad f' = \frac{d\Delta P_{н}}{dv}. \quad (1.3)$$

Для напорных насосов проектная чувствительность расходной (сетевой) характеристики:

$$f'(G, v) \leq 0. \quad (1.4)$$

Условия вскипания потока в подающей магистрали (на входе потока в насос), которые определяются снижением статического давления P ниже давле-

ния насыщения при определенной температуре потока P_s :

$$P(G, v) \leq P_s. \quad (1.5)$$

В случае реализации условия (1.5) на входе в насос возникает интенсивное парообразование (вскипание) и кавитация с образованием локального парового объема и «снарядного» режима течения (с переменностью жидкой и паровой фаз потока) [5]. Этот режим может приводить к мощным импульсным гидродинамическим воздействиям на рабочие элементы насоса в результате резкого локального падения гидродинамического сопротивления и увеличения скорости жидкостного «снаряда» пропорционально отношению ρ/ρ_n (ρ_n – плотность паровой фазы).

Консервативно (то есть с «запасом» по надежности) полагается, что режим при условии (1.5) соответствует условиям возникновения КГУ на рабочие элементы насоса.

4. Возникновение колебательной гидродинамической неустойчивости в рассматриваемой трубопроводной системе определяется инерционным запаздыванием соответствующих изменений расходной (сетевой) характеристики насоса и гидродинамического сопротивления магистрали: увеличение расхода G /скорости v потока в текущий момент времени t в соответствии с формулой (1.3) через интервал времени Δt приводит к уменьшению гидродинамического напора насоса ΔP_n и увеличению общего гидродинамического сопротивления магистрали ΔP_0 ; уменьшение гидродинамического напора ΔP_n и увеличение ΔP_0 через интервал Δt приводит к дальнейшему уменьшению G/v и т.д. Таким образом, возникает колебательный процесс:

$$\begin{aligned} \uparrow G, v(t) &\Rightarrow \uparrow \Delta P_0; \\ \downarrow \Delta P_n(t + \Delta t) &\Rightarrow \downarrow G, v(t + 2\Delta t) \Rightarrow \downarrow \Delta P_0; \\ \uparrow \Delta P_n(t + 2\Delta t) &\Rightarrow \uparrow G, v... \end{aligned} \quad (1.6)$$

При недостаточной текущей чувствительности расходной характеристики насоса f' период и амплитуда колебаний расхода (скорости) увеличиваются и могут достигать критических значений (1.1), при которых система фактически переходит в состояние аperiodической неустойчивости [4, 6]. Любое случайное (флуктуационное) возмущение гидродинамических параметров приводит к импульсному («скачкообразному») переходу трубопроводной системы в состояние с КГУ на насос при «запирании» напорного участка трубопроводной магистрали (условие КГУ (1.1)) или при резком локальном снижении гидродинамического сопротивления и увеличении скорости потока (условие КГУ (1.5)).

При допущениях несжимаемости жидкости и изотермичности процессов уравнения движения потока в рассматриваемой трубопроводной системе и текущего изменения гидродинамического напора насоса:

$$\rho L \frac{dv}{dt} = \Delta P_n(v) + P_1 - P_2 - \Delta P_1(v) - \Delta P_2(v), \quad (1.7)$$

$$\Delta P_n = \Delta P_{nm} + \int_0^t f'(v) \frac{dv}{d\tau} d\tau \quad (1.8)$$

при начальных условиях

$$v(t=0) = 0, \quad (1.9)$$

$$\Delta P_n(t=0) = \Delta P_{nm}, \quad (1.10)$$

где ρ – плотность среды потока;

L – длина трубопроводной магистрали;

ΔP_{nm} – максимально возможный гидродинамический напор насоса, определяемый его техническими характеристиками;

t – текущее время;

v – средняя скорость потока;

f' – текущая чувствительность расходной характеристики насоса;

P_1, P_2 – статическое давление в объектах источника и потребления соответственно (см. рис. 1.1).

Гидродинамическое сопротивление на подающей L_1 и напорной L_2 магистрали:

$$\Delta P_1 = \left[\xi_{\text{тр}} \frac{L_1}{D} + \sum_{i=1} \xi_{Mi}(L_1) \right] \rho v^2 - \rho g \sum_{j=1} h_j \text{sign} [v_j(L_1)], \quad (1.11)$$

$$\Delta P_2 = \left[\xi_{\text{тр}} \frac{L_2}{D} + \sum_{i=1} \xi_{Mi}(L_2) \right] \rho v^2 - \rho g \sum_{j=1} h_j \text{sign} [v_j(L_2)], \quad (1.12)$$

где $\xi_{\text{тр}}, \xi_{Mi}$ – коэффициент транспортных и местных гидродинамических потерь на магистралях соответственно;

D – диаметр проходного сечения трубопроводов;

g – ускорение силы тяжести;

h_j – высота вертикальных участков трубопроводной системы;

$\text{sign}(v) = \begin{cases} 1, & \text{для опускных течений;} \\ 1, & \text{для подъемных течений.} \end{cases}$

Анализ условий возникновения критических гидроударов при теплогидродинамической неустойчивости.

Для приведения уравнений к критериальной форме введем безразмерные переменные гидродинамических параметров и их соответствующих масштабов (м):

$$v = \frac{v}{v_{\text{кр}}}; \quad t = \frac{t}{t_{\text{м}}}; \quad \Delta P_{\text{н}} = \frac{\Delta P_{\text{н}}}{\Delta P_{\text{нм}}}; \quad P = \frac{P}{\Delta P_{\text{нм}}}.$$

Тогда в критериальной форме уравнения (1.7) и (1.8) имеют вид:

$$\rho \frac{Lv_{\text{кр}}}{\Delta P_{\text{нм}} t_{\text{м}}} \frac{dv}{dt} = \Delta P_{\text{н}} + P_1 - P_2 - \Delta P_1 - \Delta P_2, \quad (1.13)$$

$$\Delta P_i = 1 + \int_0^t \frac{d\Delta P_i}{dv} \frac{dv}{d\tau} d\tau. \quad (1.14)$$

Временной масштаб процесса t_m следует из (2.13):

$$\frac{\rho L v_{\text{кр}}}{\Delta P_{\text{ин}} t_m} \equiv 1 \Rightarrow t_m = \frac{\rho L v_{\text{кр}}}{\Delta P_{\text{ин}}}. \quad (1.15)$$

Критическая для КГУ скорость потока следует из условий (1.1) и (1.5):

$$v_{\text{кр}} = \min \begin{cases} \sqrt{\frac{2N_{\text{кр}}}{\rho}}, \\ \sqrt{\frac{2[P_1(L_1) - P_s]}{\rho}}. \end{cases} \quad (1.16)$$

Таким образом, уравнение движения потока в критериальной форме:

$$\frac{dv}{dt} = 1 + \int_0^t \frac{d\Delta P_i}{dv} \frac{dv}{d\tau} d\tau + P_1 - P_2 - \Delta P_1 - \Delta P_2, \quad (1.17)$$

$$v(t=0) = 0, \quad (1.18)$$

Уравнение (2.17) является нелинейным дифференциальным уравнением, не имеющим в общем случае аналитических решений. В этом случае решения могут быть получены численными методами интегрирования.

При допущении линейной аппроксимации чувствительности расходной (сетевой) характеристики насоса

$$f'(v) = -\kappa \quad (\kappa > 0) \quad (1.19)$$

уравнение (2.17) сводится к следующему уравнению:

$$\frac{dv}{dt} = A + Bv - Cv^2, \quad (1.20)$$

где

$$A = 1 + \frac{\rho g \sum_{j=1} h_j \text{sign}[v_j(L)]}{\Delta P_{\text{нм}}} + \frac{P_1 - P_2}{\Delta P_{\text{нм}}},$$

$$B = -\kappa \frac{v_{\text{кр}}}{\Delta P_{\text{нм}}},$$

$$C = \left[\xi \frac{L}{D} + \sum_{i=1} \xi_{\text{mi}}(L) \right] \frac{\rho v_{\text{кр}}^2}{\Delta P_{\text{нм}}}.$$

Аналитическое решение уравнения (1.20) имеет вид:

$$\frac{\sqrt{B^2 + 4AC} - B + 2Cv}{\sqrt{B^2 + 4AC} + B - 2Cv} = \exp(\text{const} + \sqrt{B^2 + 4AC}t), \quad (1.21)$$

$$v(t=0) = 0.$$

Условие возникновения КГУ:

$$v \geq 1. \quad (1.22)$$

Характерный пример решения (1.21) в критериальной форме приведен на рис. 1.2.

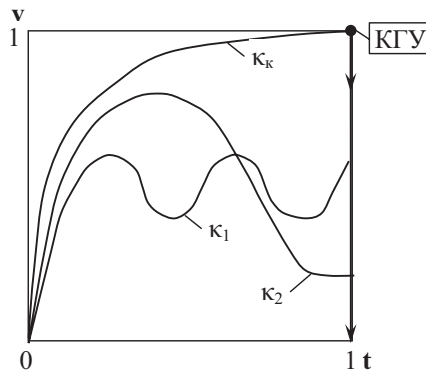


Рис. 1.2. Изменение средней скорости потока при ТГН с разной чувствительностью расходной (сетевой) характеристики насоса при коэффициентах линейной аппроксимации $\kappa_1 > \kappa_2 > \kappa_{кр}$.

Это позволяет сделать следующие основные **выводы**.

1. Доминирующим фактором условий возникновения тепло-гидродинамической неустойчивости и критических гидроударов является инерционность чувствительности расходной (сетевой) характеристики напорных насосов трубопроводных систем. При минимально допустимой (критической) чувствительности расходной характеристики амплитуды колебаний скорости (расхода) потока достигают критических значений, при которых происходит отказ по работоспособности рабочих элементов насосов.

Возникновение критических гидроударов соответствует переходу колебательной тепло-гидродинамической неустойчивости в аperiodическую.

2. Стабилизирующим фактором предотвращения условий тепло-гидродинамической неустойчивости с повышенными амплитудами изменений гидродинамических параметров является гидродинамическое сопротивление трубопроводной системы.

Однако основные ограничения технических решений по «искусственному» повышению гидродинамического сопротивления на подводящей к насосу

части трубопроводной системы связаны с опасностью возникновения кавитационных эффектов, а на напорном участке – с опасностью «запирания» расхода потока в объект потребления.

3. Перспективным подходом в отношении предотвращения критических гидроударов представляется приоритет использования насосов с наиболее чувствительной расходной (сетевой) характеристикой (при прочих равных технических возможностях).

Глава 2. Метод определения условий гидродинамических ударов при закрытии арматуры как следствия аperiodической неустойчивости

Предложен оригинальный метод определения условий возникновения и интенсивности гидродинамического удара при закрытии арматуры как следствия аperiodической неустойчивости. Полагается, что при определенной скорости закрытия арматуры происходит резкое (импульсное) торможение потока, а кинетическая энергия торможения потока переходит в энергию гидродинамического удара. В отличие от известных подходов предложенный метод учитывает условия формирования гидродинамического удара в зависимости от коэффициента гидродинамического сопротивления и скорости закрытия арматуры, конструктивно-технических характеристик всех элементов трубопроводной системы, теплофизических свойств потока и других определяющих факторов. На примере пассивной части системы аварийного охлаждения ядерного реактора показано, что интенсивность гидродинамических ударов при закрытии арматуры может быть намного больше, чем в системах с насосным оборудованием при прочих равных условиях. На основе предложенного метода определены оптимальные условия скорости закрытия арматуры для предотвращения гидродинамического удара.

Актуальность. Возникающие в нормальных и аварийных режимах ядерных энергетических установок гидродинамические удары (ГУ) на теплотехни-

ческое оборудование (насосы, арматура, теплообменники и т.п.) систем, важных для безопасности, могут существенно снижать его надежность/ работоспособность и ресурс эксплуатации. Под ГУ обычно подразумевают импульсное высокоамплитудное гидродинамическое воздействие потока на оборудование и элементы трубопроводных систем.

Изучению явления ГУ в различных условиях посвящено много экспериментальных и теоретических исследований (например, [1 – 24] и др.). Однако причины и механизмы возникновения ГУ изучены пока недостаточно.

В последних работах профессора А.В. Королева [23, 24] в качестве определяющей причины возникновения ГУ в трубопроводной системе с поршневыми насосами принят резонансный механизм: совпадение собственной частоты колебаний трубопроводной системы с частотой подачи расхода поршневыми насосами. В условиях резонансных эффектов значительно возрастает амплитуда колебаний гидродинамических параметров (давления, скорости потока и др.), что способствует возможности возникновения ГУ на оборудование и элементы трубопроводной системы.

Не отрицая возможности возникновения резонансных эффектов и их влияния на ГУ следует признать, что резонансный механизм возникновения ГУ является крайне частным случаем, который не реализуется в большинстве рабочих, переходных и аварийных режимов.

В последних работах авторов [25, 26] показано, что определяющим механизмом ГУ является возникновение в системе колебательной гидродинамической неустойчивости потока, вызванной инерционностью напорно-расходной характеристики насосов. При колебательной неустойчивости амплитуды колебаний гидродинамических параметров также значительно возрастают и способствуют возникновению ГУ на оборудование и элементы трубопроводных систем.

Явление колебательной тепло-гидродинамической неустойчивости в оборудовании с двухфазными и/или сжимаемыми потоками теплоносителя иссле-

довалось ранее и получило необходимое экспериментальное подтверждение (обзоры этих исследований можно найти в монографиях [19, 21, 22] и др.). Вместе с тем, механизм возникновения ГУ в трубопроводных системах с несжимаемыми потоками как следствия колебательной гидродинамической неустойчивости также не следует полагать единственно возможным.

Альтернативным механизмом/причиной возникновения ГУ может быть аperiodическая неустойчивость, которая сопровождается скачкообразным (импульсным) изменением гидродинамических параметров (давления, скорости потока и др.). Характерным примером возникновения ГУ вследствие аperiodической гидродинамической неустойчивости может быть процесс закрытия арматуры в трубопроводной системе. В случае если скорость закрытия арматуры достаточно большая, то перед арматурой может произойти резкое (импульсное) торможение потока. При этом кинетическая энергия потока при торможении переходит в энергию ГУ.

Далее представлен метод определения условий ГУ при закрытии арматуры как следствия аperiodической неустойчивости.

Основные положения метода определения условий гидродинамического удара при закрытии арматуры.

1. Арматура моделируется как локальное гидравлическое сопротивление с внутренним «свободным» (от конструкций) объемом V_a и гидравлическим сопротивлением ξ_a в типичной трубопроводной системе, представленной на рис. 2.1.

2. При торможении потока перед закрывающейся арматурой кинетическая энергия набегающего потока со скоростью v переходит во внутреннюю энергию ГУ потока с удельной энтальпией i .

3. Скорость потока в подводящем к арматуре (v) и отводящем (v_o) трубопроводе принимается средней по площади проходного сечения Π трубопровода.

4. Для упрощения все процессы полагаются изотермическими.

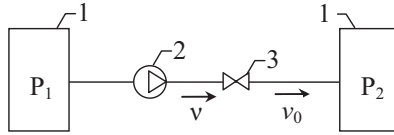


Рис. 2.1. Принципиальная схема трубопроводной системы:

1 – теплообменные аппараты/гидроемкости; 2 – насос; 3 – арматура.

С учетом принятых допущения уравнения баланса масс и энергии для арматуры, а также уравнение движения потока в трубопроводной системе имеют вид:

$$\frac{V_a}{\Pi} \frac{\delta \rho}{dt} = \rho(v - v_0), \quad (2.1)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\rho \frac{v^2}{2} + \rho i \right) = 0, \quad (2.2)$$

$$\frac{d(\rho v)}{dt} = \left[\Delta P_n(v) + \Delta P_0 - \xi \frac{\rho}{2} v^2 \right] \frac{\Pi}{V}, \quad (2.3)$$

где ρ – плотность среды потока;

t – время;

V – свободный объем потока в трубопроводной системе;

$\Delta P_n(v)$ – напорно-расходная характеристика насоса; $\Delta P_n = P_1 - P_2$.

После преобразования системы уравнений (2.1) – (2.3) с учетом того, что

$$\frac{d(\rho i)}{dt} = \rho \frac{di}{dP} \frac{dP}{dt} + i \frac{d\rho}{dP} \frac{dP}{dt} \quad \text{и} \quad \frac{d(\rho v)}{dt} = \rho \frac{dv}{dt} + v \frac{d\rho}{dP} \frac{dP}{dt},$$

решения имеют вид:

$$\frac{dP}{dt} = \frac{\xi(t) \frac{\rho}{2} v^2 - \Delta P_n - \Delta P_0}{\rho \frac{di}{dP} + \frac{i}{c^2} - \frac{v^2}{2c^2}} \frac{\Pi}{V} v \equiv v_p, \quad (2.4)$$

$$\frac{dv}{dt} = \frac{\left[\Delta P_H(v) + \Delta P_o - \xi(t) \frac{\rho}{2} v^2 \right] \frac{\Pi}{V} - \frac{v v_p}{c^2}}{\rho}, \quad (2.5)$$

$$v_o = v - \frac{V_a}{\Pi} v_p, \quad (2.6)$$

где $v_p = dP/dt$ – локальная скорость роста давления, характеризующая интенсивность ГУ на арматуру при закрытии;

$c = \sqrt{dP/d\rho}$ – скорость распространения возмущений (скорость звука) в потоке.

Максимальная нагрузка на рабочие органы арматуры при ГУ:

$$\Delta P_g = \int_0^{t_g} v_p(\tau) d\tau, \quad (2.7)$$

где $t_g \approx V_a / (\Pi v)$.

Традиционно для определения максимальной нагрузки ГУ на закрытие арматуры применяется известная формула Н.Е. Жуковского [16]:

$$\Delta P_g = \rho(v - v_o)c_T. \quad (2.8)$$

Как следует из полученного решения (2.4), (2.7), традиционный подход оценки максимальной нагрузки ΔP_g по формуле (2.8) не учитывает реальные условия формирования ГУ, конструктивно-технические характеристики арматуры и всей трубопроводной системы, теплофизические свойства потока и другие факторы. Кроме того, необходимо отметить, что полученные решения (2.4), (2.7) определяют более существенную зависимость максимальной нагрузки при ГУ на арматуру от скорости набегающего потока $\Delta P_g \sim v^3$, чем по формуле (2.30) $\Delta P_g \sim v$.

Анализ полученных решений для интенсивности ГУ при закрытии арма-

туры позволяет отметить следующее.

1. Интенсивность ГУ существенно зависит от гидравлического сопротивления арматуры и, соответственно, от скорости закрытия рабочего клапана. Гидравлическое сопротивление, характеризуемое параметром $\xi(t)$, пропорционально положению рабочего клапана и скорости его закрытия. Оптимальная скорость закрытия клапана для предотвращения ГУ определяется с учетом решений (2.4), (2.5) из условия

$$\frac{dv_p}{dt} \left[\frac{d\xi(t)}{dt} \right] \leq 0. \quad (2.9)$$

2. Интенсивность ГУ при закрытии арматуры в трубопроводных системах без насосов (например, пассивная часть системы аварийного охлаждения активной зоны ядерного реактора) может быть существенно больше, чем при прочих равных условиях в трубопроводной системе с напорными насосами ($\Delta P_n > 0, \Delta P_0 < 0$).

Выводы.

1. Предложен оригинальный метод определения условий возникновения и интенсивности гидродинамического удара при закрытии арматуры как следствия аperiodической неустойчивости. Полагается, что при определенной скорости закрытия арматуры происходит резкое (импульсное) торможение потока, а кинетическая энергия торможения потока переходит в энергию гидродинамического удара.

2. В отличие от известных подходов предложенный метод учитывает условия формирования гидродинамического удара в зависимости от коэффициента гидродинамического сопротивления и скорости закрытия арматуры, конструктивно-технических характеристик всех элементов трубопроводной системы, теплофизических свойств потока и других определяющих факторов.

3. На примере пассивной части системы аварийного охлаждения ядерного

реактора показано, что интенсивность гидродинамических ударов при закрытии арматуры может быть намного больше, чем в системах с насосным оборудованием при прочих равных условиях.

4. На основе предложенного метода определены оптимальные условия скорости закрытия арматуры для предотвращения гидродинамического удара.

Глава 3. Метод определения условий гидродинамических ударов на энергетическое оборудование при двухфазных потоках

Актуальность. Определение условий и последствий гидродинамических ударов в трубопроводных системах является актуальной задачей для обеспечения надежности, работоспособности и продления эксплуатации тепловых и ядерных энергоустановок. ГУ сопровождаются относительно высокоамплитудным импульсным воздействием потока на оборудование и элементы трубопроводных систем.

При этом необходимо учитывать, что даже при установившихся режимах течения оборудование и элементы трубопроводных систем подвержены турбулентным пульсациям давления потока. Поэтому в этой работе под ГУ подразумеваются только те гидродинамические воздействия, которые могут повлиять на надежность и работоспособность оборудования трубопроводных систем.

Основной задачей при изучении ГУ является определение гидродинамических нагрузок ΔP_g на оборудование и элементы трубопроводных систем. Для определения гидродинамических нагрузок при ГУ обычно используют известную формулу Н.Е. Жуковского:

$$\Delta P_g = \rho_1 \Delta v a, \quad (3.1)$$

где ρ – плотность жидкости;

Δv – изменение скорости потока, вызванное ГУ;

a – скорость распространения акустических возмущений (скорость звука) в среде потока.

Поэтому многочисленные известные исследования условий возникновения и последствий ГУ направлены в основном на моделирование пространственно-временных распределений гидродинамических параметров (давления, скорости движения потока, скорости звука и др.) при формировании условий ГУ (например, [1 – 134] и др.). Разработано и внедрено разнообразное программное обеспечение (расчетные коды) для определения условий и/или последствий ГУ [134]: PIPENET, HAMMER, HYTRAN, HYPRESS, IMPULSE, WANDA, FLOWMASTER, SURGE2000, LIQT, WHAMO, TRANSAM и др. Относительно ограничений применения указанных выше известных исследований необходимо отметить следующее.

1. Необходимым условием ГУ в большинстве работ полагается импульсное увеличение гидродинамического сопротивления трубопроводной системы (например, при закрытии арматуры). Однако условиями возникновения ГУ в трубопроводных системах однофазных потоков жидкости могут также быть:

резонансные эффекты, сопровождаемые резким увеличением амплитуды колебаний гидродинамических параметров при совпадении собственной частоты колебаний трубопроводной системы с частотой вынужденных воздействий (например, с частотой подачи среды поршневыми насосами [135];

колебательная гидродинамическая неустойчивость, вызванная инерционностью напорно-расходной характеристики насосов [136]. Под инерционностью в данном случае подразумевается определенное «запаздывание» во времени реакции напорно-расходной характеристики насосов на изменения гидродинамических параметров в переходных режимах.

При резонансе и колебательной гидродинамической неустойчивости амплитуды колебаний давления могут достигать 50 % и более от средних значений, что создает необходимые предпосылки для возникновения ГУ на оборудование и элементы трубопроводных систем.

2. При расчетном моделировании условий возникновения ГУ в большинстве работ рассматривались уравнения сохранения массы (сплошности) и движения потока. Однако при возникновении ГУ необходимо также учитывать закон сохранения энергии при переходе кинетической энергии торможения потока в энергию импульса ГУ.

3. В подавляющем большинстве работ анализировались дозвуковые режимы течения однофазной жидкости (критерий Маха $M \ll 1$). Однако при течении двухфазных парожидкостных потоков необходимо учитывать, что скорость звука в сжимаемых средах значительно меньше скорости звука в жидкости (например, [137]). Влияние двухфазности потока на условия возникновения ГУ обычно учитывается введением поправочных полуэмпирических коэффициентов в формулы для скорости звука в двухфазной среде (например, [30, 39 – 41] и др.). Однако при этом не учитывается, что локальные изменения паросодержания оказывают непосредственное влияние и на распределение скорости и давления двухфазного потока.

Определяющим механизмом возникновения ГУ при течении сжимаемой парогазовой или парожидкостной среды через каналы с переменной площадью проходного сечения (например, в соплах Лаваля, дроссельных устройствах, арматуре, компрессорах, насосах и т.п.) может быть возникновение так называемых «скачков уплотнения», вызванных трансзвуковыми режимами истечения сжимаемой среды. В сужающемся участке канала (конфузорной части) скорость сжимаемого адиабатно вскипающего потока интенсивно увеличивается и может достигнуть и превысить скорость распространения акустических возмущений (скорость звука), т.е. возникает трансзвуковой режим течения. При сверхзвуковом режиме ($M > 1$) локальный градиент давления становится положительным и резко возрастает («скачок уплотнения»), а скорость потока резко уменьшается (торможение потока), что соответствует условиям ГУ как следствия аperiодической гидродинамической неустойчивости потока.

Для ядерных энергетических установок двухфазные парожидкостные ре-

жимы течения реализуются как в нормальных, так и в аварийных режимах эксплуатации. В нормальных режимах эксплуатации двухфазные потоки реализуются в:

активной зоне ядерного реактора (недогретое поверхностное подкипание для реакторов типа ВВЭР, PWR и развитое кипение для реакторов типа BWR, РБМК);

парогенераторах и конденсаторах;

дренажно-продувочных и сепарационных системах турбоустановки (адиабатное вскипание) и др.

При доминантных для безопасности авариях с течами реакторного контура и межконтурными течами реакторов ВВЭР, PWR двухфазные режимы также реализуются в реакторном контуре, турбине (при отказе на закрытие арматуры), паросбросных устройствах (БРУ-А, БРУ-К) и др. системах.

При двухфазных парожидкостных режимах течения необходимыми условиями ГУ могут быть процессы кавитации, тепло-гидродинамической колебательной и аperiодической неустойчивости, резонанса собственной частоты колебания системы с частотой вынужденных воздействий и др.

С точки зрения термодинамики кавитацию (как и кипение) следует рассматривать как процессы, обусловленные релаксацией выведенной из равновесия системы «жидкость – пар» к состоянию термодинамического равновесия [138]. Даже в однофазном потоке жидкости всегда существуют парогазовые микрополости (пузырьки), которые при снижении давления ниже давления насыщения начинают интенсивно расти вплоть до образования кавитационных парогазовых полостей (каверн). Интенсивное локальное парообразование при кавитации определяет импульсивный неравновесный локальный рост давления с быстротечным (порядка наносекунд) «схлопыванием» кавитационных пузырей/полостей. На амплитуду импульса давления при кавитации существенное влияние оказывает концентрация пузырей/размеры кавитационных полостей и др. условия [142, 143].

Возникновение кавитации может существенно влиять на надежность, работоспособность и вибрационное состояние оборудования трубопроводных систем тепловых и ядерных установок. Представительный обзор исследований по влиянию кавитации на надежность и работоспособность оборудования и элементов трубопроводных систем можно найти, например, в монографиях [137, 138].

Импульсивный неравновесный локальный рост давления при кавитации определяет условия для ГУ на оборудование и элементы трубопроводных систем как следствие аperiodической тепло-гидродинамической неустойчивости.

Явление тепло-гидродинамической неустойчивости (ТГН) заключается в переходе внутренней энергии потока в энергию устойчивых колебаний гидродинамических параметров (колебательная неустойчивость) и/или в энергию импульсного их изменения (aperiodическая неустойчивость). При достаточно больших амплитудах колебаний гидродинамических параметров и/или импульсном их изменении возникают условия ГУ на оборудование и элементы трубопроводных систем.

Теоретические и экспериментальные исследования (например, [137, 139 – 141] и др.) определили разнообразие причин и механизмов возникновения различных видов ТГН двухфазных потоков, а соответственно и способов предотвращения условий ТГН. На рис. 2.4 представлены характерные примеры возникновения условий ТГН двухфазных потоков:

низкочастотная колебательная неустойчивость (НКН) в парогенерирующем канале (например, активной зоне ядерных реакторов типа ВВЭР, РБМК);

термоакустическая (высокочастотная) неустойчивость (ТАН) в активной зоне ядерных реакторов типа ВВЭР, РВЭР;

aperiodическая неустойчивость (АН) при снарядных (пробковых) режимах течения в дренажных трубопроводах турбоустановки.

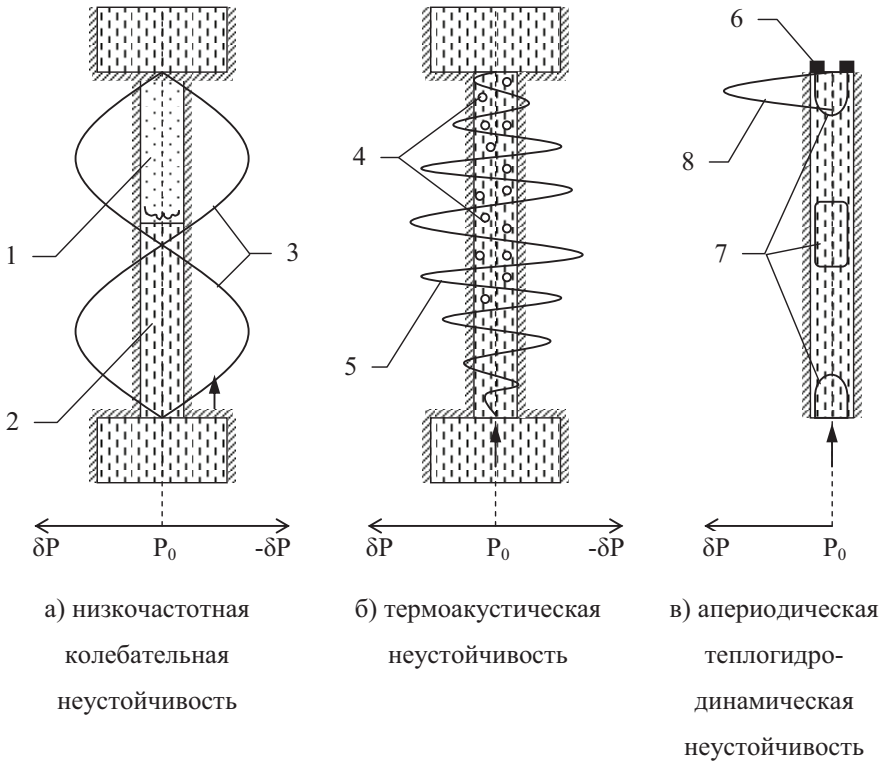


Рис. 3.1. Виды тепло-гидродинамической неустойчивости в оборудовании и трубопроводных системах ядерных энергетических установок:

1 – паровой участок; 2 – участок жидкой фазы; 3 – колебания давления при НКН; 4 – конденсирующиеся пузыри; 5 – колебания давления при ТАН; 6 – локальное гидродинамическое сопротивление; 7 – паровые пробки; 8 – импульс давления при гидродинамическом ударе.

Наиболее адекватно и последовательно причины и механизм возникновения НКН в парогенерирующем канале изложены в работах В.А. Герлига [139]. Перепад давления в парогенерирующем канале при стационарном режиме истечения (см. рис. 3.1, а):

$$\Delta P_0 = \xi \frac{G^2}{2\rho\Pi^2}, \quad (3.1)$$

где ξ – суммарный коэффициент гидродинамического сопротивления;

G – массовый расход теплоносителя;

ρ – плотность двухфазного теплоносителя;

Π – площадь проходного сечения парогенерирующего канала.

Принимается, что давление в «подводящем» и «отводящем» объемах теплоносителя постоянно:

$$\Delta P_0 = \text{const} . \quad (3.2)$$

Это допущение обоснованно, если «подводящий» и «отводящий» объемы значительно больше объема теплоносителя в канале и возмущениями теплогидродинамических параметров на входе и на выходе парогенерирующего канала можно пренебречь.

Пусть в канале возникло случайное (флуктуационное) увеличение расхода теплоносителя δG (например, по причине работы насоса). Относительное увеличение расхода δG приводит к относительному снижению давления P и интенсификации процессов парообразования, а соответственно и к снижению плотности двухфазного потока ρ в парогенерирующем канале. В соответствии с условиями (3.1) и (3.2) уменьшение плотности теплоносителя приводит к последующему снижению расхода теплоносителя G . Однако в силу инерционности теплогидродинамических и тепломассообменных процессов происходит не мгновенно, а с определенным «запаздыванием» по времени Δt , что и определяет в конечном итоге процессы колебания давления и других параметров (см. рис. 3.1, *a*). При этом частота основной гармоники колебаний давления ω в процессе НКН определяется скоростью прохождения потока теплоносителя v в канале длиной L :

$$\omega \sim \frac{v}{L}. \quad (3.3)$$

Гидродинамические нагрузки при ГУ на оборудование и элементы трубопроводных систем в процессах НКН определяются амплитудой колебаний давления A_p :

$$\Delta P_g = A_p. \quad (3.4)$$

В общем случае расчетное определение амплитудно-частотных характеристик НКН требует привлечения достаточно сложных физических и математических моделей двухфазного потока, к тому же использующих различные неопределенности расчетного моделирования [140]. Из экспериментов известно, что амплитуды колебаний давления при НКН достигают 50 % и более от стационарного значения. Поэтому для предотвращения возможных гидродинамических ударов ΔP_g на оборудование и элементы трубопроводов необходимо внедрение мероприятий по снижению амплитуд колебания гидродинамических параметров в процессе НКН двухфазных потоков в парогенерирующих каналах. На практике широкое распространение получил критерий и предельно консервативное условие снижения амплитуд колебания гидродинамических параметров при НКН двухфазных парожидкостных потоков [139]:

$$K_g = \frac{\Delta P_2}{\Delta P_1} \geq 1, \quad (3.5)$$

где ΔP_1 , ΔP_2 – локальный перепад давления на входе и выходе парогенерирующего канала соответственно.

Физическая интерпретация этого условия может быть основана на механической модели двухфазного теплоносителя в парогенерирующем канале. С учетом эффектов сжимаемости паровой фазы и несжимаемости жидкой фазы

механическая модель НКН состоит из пружины (паровая фаза) и груза (жидкая фаза). Для снижения колебаний в такой системе необходимо использовать максимально «жесткие» пружины. Поэтому на практике для предотвращения НКН двухфазных потоков обычно применяют превентивное повышение гидродинамического сопротивления на выходе из парогенерирующего канала путем установления различных дроссельных устройств [139].

Причины и условия возникновения высокочастотной ТАН принципиально отличаются от НКН в парогенерирующих каналах. Необходимым условием возникновения ТАН является недогретое (поверхностное) кипение теплоносителя. Достаточными условиями возникновения ТАН могут быть совпадение частот импульсов давления при конденсации паровых пузырей с собственной частотой системы (резонансные эффекты), изменение режимов поверхностного кипения и др. (например, [137, 139, 140]). Для относительно длинных каналов (например, проходное пространство теплоносителя в активной зоне ядерных реакторов типа ВВЭР, PWR, см. рис. 3.1, б) наиболее обоснованный подход предложен в работах В.А. Герлига [139], согласно которому достаточным условием возникновения ТАН является суммарная положительность работы конденсирующихся пузырей в акустических волнах. Частота основной (энергетической) гармоники термоакустических колебаний давления в таких условиях определяется скоростью звука в двухфазной среде a и длиной канала L :

$$\omega \sim \frac{a}{L}. \quad (3.6)$$

Возникновение ТАН может существенно влиять на надежность и вибрационное состояние оборудования. Так, в [137, 139, 140] установлено, что при высокочастотных и высокоамплитудных колебаниях давления (амплитуды колебаний 50 % и более от средних значений) при ТАН может произойти разрушение оболочек тепловыделяющих элементов ядерного реактора под действием высокоциклических динамических нагрузок и/или снижения критических

тепловых потоков.

В работе [144] на основе расчетно-экспериментального анализа определены границы области ТАН для активной зоны ядерных реакторов типа ВВЭР, PWR. В результате установлено, что возникновение ТАН для таких систем возможно в переходных или аварийных режимах работы ядерной энергоустановки, а для устранения ТАН необходимо снижение мощности реактора и/или увеличение расхода теплоносителя через активную зону.

Характерный пример возникновения ГУ как следствия аperiodической тепло-гидродинамической неустойчивости (АТГН) при снаряжных (пробковых) режимах течения двухфазных потоков представлен на рис. 3.1, *в*. Такой режим течения может реализоваться в системе дренажных трубопроводов турбоустановки. При таком режиме течения скорость движения парового объема v_v может значительно увеличиться в минимальном сечении локального гидродинамического сопротивления (арматура, дроссельные устройства и др.). При консервативном пренебрежении инерционностью присоединенной жидкой фазы [140, 145] скорость жидкой пробки v_l в локальном гидродинамическом сопротивлении увеличится пропорционально отношению плотности жидкой ρ_l и паровой ρ_v фазы, а нагрузка ГУ ΔP_g увеличится пропорционально $(\rho_l/\rho_v)^2$.

Возникновение АТГН двухфазных парожидкостных потоков, приводящей к ГУ, возможно также как следствие НКН в парогенерирующих каналах при относительно малых расходах и больших паросодержаниях потока. В соответствии с (3.1), (3.2) в таких условиях флуктуационное увеличение расхода δG может привести к резкому уменьшению плотности двухфазного потока (вплоть до значений ρ_v) и последующему снижению расхода теплоносителя (вплоть до нулевых значений). В этом случае происходит «запирание» потока и ГУ как следствие перехода энергии колебательной неустойчивости в аperiodическую.

Альтернативной причиной возникновения ГК как следствия АТГН могут быть трансзвуковые режимы течения двухфазного потока. При достижении или превышении скорости двухфазного парожидкостного потока v соответствующим

щей скорости звука a (трансзвуковые режимы) происходит локальное торможение потока и импульсное увеличение градиента давления (так называемый конденсационный «скачок уплотнения»). Поэтому трансзвуковые режимы двухфазных потоков определяют условия возникновения ГУ в результате локальных «скачков уплотнения». При этом необходимо отметить, что согласно известным расчетно-экспериментальным исследованиям (например, [137, 140]) скорость звука в двухфазной среде может быть значительно меньше, чем в парогазовой среде. Таким образом, относительно повышенная сжимаемость двухфазного потока является дополнительным фактором, способствующим возникновению ГУ.

В многочисленных известных исследованиях по определению условий возникновения ГУ (например, [1 – 116]) рассматривались в основном существенно дозвуковые режимы течения, что и определяет актуальность представленной работы.

В данной работе предлагается оригинальный метод определения условий возникновения ГУ в трубопроводных системах при трансзвуковых режимах двухфазных парожидкостных потоков.

Основные положения метода определения условий гидродинамического удара при трансзвуковых режимах двухфазного парожидкостного потока. Моделируется трубопроводная система с локальным гидродинамическим сопротивлением (арматура, дроссельные устройства, насосы/компрессоры и т.п.), имеющим переменную площадь проходного сечения двухфазного парожидкостного потока (рис. 3.2).

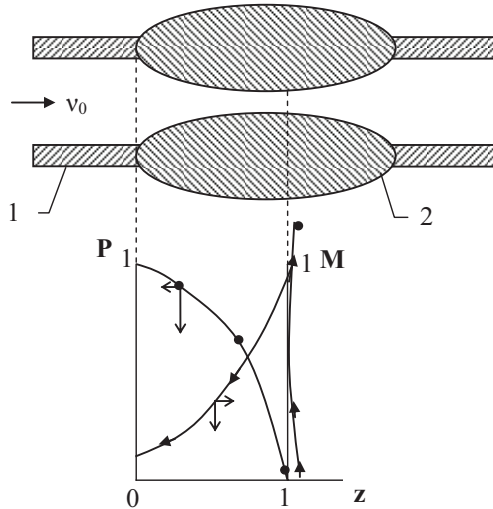


Рис. 3.2. Условия возникновения гидродинамических ударов при трансзвуковых режимах двухфазного парожидкостного потока: 1 – трубопровод; 2 – локальное гидродинамическое сопротивление.

1. Адиабатно вскипающий в проточной части локального гидродинамического сопротивления (ЛГС) поток моделируется в одномерном и квазистационарном приближении.
2. Потерями давления на трение потока внутри ЛГС пренебрегается.
3. Двухфазный поток внутри ЛГС имеет гомогенную равновесную структуру.

Аналогами такой расчетной модели могут быть следующие системы ядерной энергетической установки:

арматура пассивной части системы аварийного охлаждения активной зоны ядерного реактора;

трубопроводная система «парогенератор – быстродействующий запорно-обратный клапан (БЗОК)» в аварийных режимах;

импульсно-предохранительное устройство компенсатора давления (ИПУ КД) ядерного реактора в аварийных режимах;

система паросбросных устройств (ПСУ) турбоустановки в аварийных режимах;

дренажные системы насыщенного конденсата турбоустановки и др.

Фундаментальные уравнения законов сохранения двухфазного потока в рамках принятых допущений имеют вид [140, 145]:

$$\frac{d\rho\Pi v}{dz} = 0, \quad (3.7)$$

$$\frac{d\rho\Pi v^2}{dz} = -\Pi \frac{dP}{dz}, \quad (3.8)$$

$$\frac{d}{dz} \left(\rho i + \frac{\rho v^2}{2} \right) = 0, \quad (3.9)$$

$$v(z=0) = v_0, \quad (3.10)$$

$$P(z=0) = P_0, \quad (3.11)$$

$$i(z=0) = i_0, \quad (3.12)$$

где v , P – скорость и давление двухфазного гомогенного потока соответственно;

$\rho(P, x)$ – плотность двухфазного потока;

$i(P, x)$ – удельная энтальпия двухфазного потока;

x – массовое паросодержание двухфазного потока.

После преобразований решения (3.7) – (3.12) в критериальном формате:

$$\frac{d\mathbf{P}}{dz} = \frac{\mathbf{K}_v \rho v^2}{(1 - \mathbf{M}^2)} \mathbf{K}_\Pi = \text{grad}(\mathbf{P}), \quad (3.13)$$

$$\frac{d\mathbf{v}}{dz} = -\text{grad}(\mathbf{P}) \frac{\mathbf{v}}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial \mathbf{P}} + \frac{1}{2r} \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) - \mathbf{v} \mathbf{K}_\Pi, \quad (3.14)$$

$$\frac{dx}{dz} = -\frac{i_0}{2r} \text{grad}(\mathbf{P}), \quad (3.15)$$

$$\mathbf{P}(\mathbf{z} = 0) = 1; \quad \mathbf{v}(\mathbf{z} = 0) = 1; \quad x_0(\mathbf{z} = 0) = (i_0 - i_1)/r, \quad (3.16)$$

где $\mathbf{P} = P/P_0$; $\mathbf{z} = z/L$ (L – длина конфузورной части ЛГС); $\mathbf{p} = \rho/\rho_0$; $\mathbf{v} = v/v_0$; $\mathbf{i} = i/i_0$; $\mathbf{\Pi} = \Pi_0/\Pi$.

Критерии трансзвуковых режимов течения:

$$\mathbf{K}_v = \frac{\rho_0 v_0^2}{P_0}; \quad \mathbf{K}_\Pi = \frac{1}{\Pi} \frac{d\Pi}{dz},$$

$$\mathbf{M} = \frac{v}{a} \text{ – критерий Маха,} \quad (3.17)$$

где $a = \sqrt{\frac{\partial p}{\partial P} + \frac{1}{2r} \frac{\partial p}{\partial x} \left(1 - x \frac{\partial i}{\partial P}\right)}$ – скорость звука в двухфазном гомогенном

равновесном потоке;

$r = i_v - i_1$ – скрытая теплота парообразования.

Из полученных решений (3.13) – (3.16) следует, что в конфузорной части ЛГС ($\mathbf{K}_\Pi < 0$) давление и паросодержание потока уменьшаются по длине канала, а скорость потока увеличивается. При достижении скоростью потока околозвуковых значений ($\mathbf{M} \rightarrow 1$) модули градиентов скорости потока резко увеличиваются; а при достижении трансзвукового режима ($\mathbf{M} = 1$) происходит следующее резкое торможение потока ($v \rightarrow 0$) и локальный импульсный рост давления и конденсации парожидкостного потока (конденсационный «скачок уплотнения» как следствие АТГН трансзвуковых режимов парожидкостных потоков). Таким образом, необходимое условие ГУ на оборудование трубопроводных систем при трансзвуковых режимах двухфазных потоков:

$$\mathbf{M} = 1. \quad (3.18)$$

При моделировании параметров ГУ (гидродинамической нагрузки ΔP_g , скоростей изменения P и v) полагается, что кинетическая энергия двухфазного

потока при торможении переходит в энергию конденсационного «скачка уплотнения». Тогда уравнения баланса массы, импульса давления и энергии в конденсационном «скачке уплотнения»:

$$L \frac{d\rho}{dt} = \rho v - \rho v_c, \quad (3.19)$$

$$L \frac{d\rho v}{dt} = -\Delta P_g(t), \quad (3.20)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\rho v^2}{2} + \rho i \right) = 0, \quad (3.21)$$

где t – время;

v_c – скорость потока на выходе из ЛГС;

L – длина канала до сечения наступления трансзвукового режима;

$\Delta P_g(t)$ – амплитуда гидродинамической нагрузки при ГУ.

Начальные условия ГУ (при $M = 1$):

$$v(t=0) = a. \quad (3.22)$$

При консервативных (т.е. с «запасом» по надежности) допущениях изо-термичности процессов ГУ с «мгновенной» конденсацией пара, а также пренебрежении расходом после «скачка уплотнения» по отношению к расходу на входе в ЛГС после преобразований (3.19) – (3.22) в критериальной форме получим:

$$\frac{dP}{dt} = v, \quad (3.23)$$

$$v \frac{dv}{dt} + K_1 v \frac{dP}{dt} = -\Delta P_g(t), \quad (3.24)$$

$$v \frac{dv}{dt} + \frac{K_1}{2} v^2 \frac{dP}{dt} + K_2 \frac{dP}{dt} = 0, \quad (3.25)$$

при начальных условиях

$$\mathbf{v}(\mathbf{t} = 0) = \frac{a}{v_m} = \mathbf{v}_{g0}, \quad \mathbf{P}(\mathbf{t} = 0) = \mathbf{P}_{g0}, \quad \mathbf{i}(\mathbf{t} = 0) = \mathbf{i}_{g0}, \quad (3.26)$$

где

$$\mathbf{P} = \frac{P}{P_m}, \quad \mathbf{v} = \frac{v}{v_m}, \quad \mathbf{t} = \frac{t}{t_m}, \quad \mathbf{i} = \frac{i_1}{i_m}, \quad \mathbf{K}_1 = \frac{P_m}{\rho_1 a_1^2}, \quad \mathbf{K}_2 = \frac{d\mathbf{i}}{d\mathbf{P}}; \quad (3.27)$$

ρ_1, a_1 – плотность и скорость звука жидкой фазы соответственно.

Масштабы параметров при ГУ следуют из преобразований уравнений (3.23) – (3.25) к критериальной форме:

$$P_m = P_0; \quad v_m = \frac{P_0}{\rho_1 a_1}; \quad t_m = \frac{L}{a_1}; \quad i_m = \frac{P_0^2}{\rho_1 a_1^2}.$$

Из решения системы уравнений (3.23) – (3.27) следуют текущая и максимальная относительные амплитуды гидродинамической нагрузки при трансзвуковых режимах парожидкостного потока:

$$\Delta \mathbf{P}_g(\mathbf{t}) = \int_0^{\mathbf{t}} \mathbf{v}(\tau) d\tau, \quad (3.28)$$

$$\frac{d\mathbf{v}}{d\mathbf{t}} + \frac{\mathbf{K}_1}{2} \mathbf{v} + \mathbf{K}_2 = 0, \quad \mathbf{v}(\mathbf{t} = 0) = \frac{\rho_1 a_1 a}{P_0}. \quad (3.29)$$

Достаточное условие ГУ при трансзвуковых режимах двухфазного парожидкостного потока:

$$\Delta \mathbf{P}_g(\mathbf{t} = 1) \geq 1. \quad (3.30)$$

В отличие от традиционного подхода определения гидродинамических нагрузок при ГУ, вызванных увеличением локальных гидродинамических со-

противлений (см. формулу Н.Е. Жуковского (3.1)), полученные решения учитывают:

необходимые и достаточные условия возникновения ГУ (3.18), (3.30) и соответствующие амплитуды гидродинамических нагрузок на оборудование и элементы трубопроводных систем при двухфазных парожидкостных потоках;

переход кинетической энергии торможения потока в энергию импульса ГУ.

Последнее положение определяет значительно большие оценки гидродинамических нагрузок при ГУ, чем формула Н.Е. Жуковского.

В общем случае решение (3.13) – (3.16), (3.28), (3.29) для определения условий и последствий возникновения ГУ при двухфазных парожидкостных режимах возможно численными методами расчетного моделирования. Для примера на рис. 2.5 приведены результаты численного интегрирования системы уравнений (3.13) – (3.16), (3.28), (3.29) методом Рунге – Кутты для трансзвукового режима течения двухфазного парожидкостного потока при $K_v = 1$, конфузорного участка ЛГС правильной конической формы с $\Pi_{\min}/\Pi_0 = 0,5$ и $L = 0,25$ м ($K_{\Pi} = 4$). Раскрытие неопределенностей интегрирования уравнений (3.13) – (3.16) при $M = 1$ осуществлялось на основе правила Лопиталья.

Как следует из полученных результатов, по длине конфузорного участка скорость потока и паросодержание увеличивается, а давление снижается. При достижении скоростью потока квазизвуковых значений ($M \rightarrow 1$) модули градиентов скорости и давления потока значительно увеличиваются; а при достижении в минимальном сечении ЛГС Π_{\min} трансзвукового режима ($M = 1$) происходит конденсационный «скачок уплотнения», сопровождаемый локальным импульсным ростом давления и торможением потока. Таким образом, возникают необходимые условия для ГУ как следствие аperiodической неустойчивости при трансзвуковых течениях двухфазных (парожидкостных) потоков.

Расчетная область значений исходных определяющих критериев расчетного моделирования K_v и K_{Π} , соответствующих необходимым и достаточным

условиям ГУ (3.18), (3.30) как следствия аperiodической неустойчивости при трансзвуковых течениях парожидкостных адиабатно вскипающих потоков, приведена на рис. 3.3.

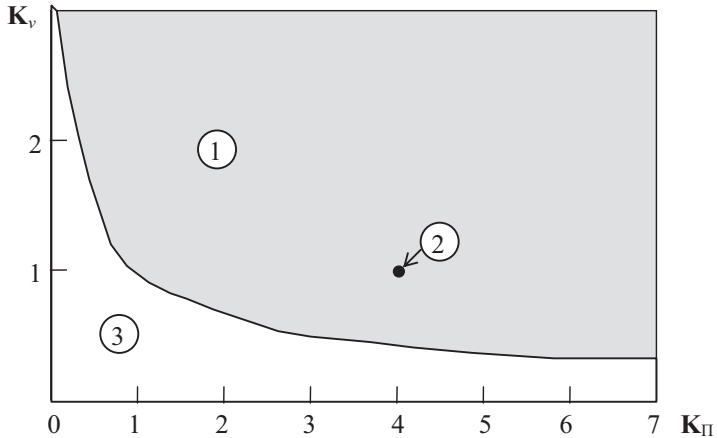


Рис. 3.3. Область значений критериев возникновения гидродинамических ударов как следствия аperiodической неустойчивости при трансзвуковых течениях двухфазных парожидкостных потоков:

1 – область гидродинамических ударов;

2 – расчетный режим при $K_v = 1$, $K_П = 4$, $\Pi_{\min}/\Pi_0 = 0,5$, $L = 0,25$ м (см. рис. 2.5);

3 – область отсутствия гидродинамических ударов.

Выводы

1. Проведенный в работе анализ известных исследований в области определения условий и последствий гидродинамических ударов в трубопроводных системах при однофазных и двухфазных режимах течения определили ограниченность этих результатов для широкого практического применения. Эти ограничения связаны с тем, что необходимым условием возникновения гидродинамических ударов обычно принимается только увеличение локального гидродинамического сопротивления однофазному потоку жидкости (например, при быстром закрытии арматуры); а при моделировании гидродинамических процессов не учитывается переход кинетической энергии торможения потока в энергию импульса гидродинамического удара. Влияние двухфазности потока на условия возникновения гидродинамического удара обычно учитывается в полуэмпирических поправочных коэффициентах для формул скорости звука в двухфазной среде.

2. Альтернативной причиной гидродинамических ударов в трубопроводных системах может быть колебательная гидродинамическая неустойчивость, которая определяется инерционностью напорно-расходной характеристики насосов. При возникновении колебательной гидродинамической неустойчивости амплитуды колебаний давления в трубопроводной системе могут достигать 50 % и более от средних значений, что и определяет необходимые условия гидродинамических ударов.

3. Альтернативными причинами гидродинамических ударов при двухфазных парожидкостных потоках могут быть различные виды теплогидродинамической колебательной и аперiodической неустойчивости. Низкочастотная колебательная теплогидродинамическая неустойчивость определяется инерционностью теплообменных процессов на флуктуационные возмущения в парогенерирующих каналах. Высокочастотная (термоакустическая) колебательная неустойчивость определяется условиями процессов конденсации

парожидкостных потоков. При тепло-гидродинамической колебательной неустойчивости амплитуды колебаний давления достигают 50 % и более от средних значений, что и определяет необходимые условия гидродинамических ударов. Примером возникновения гидродинамических ударов как следствия аperiodической тепло-гидродинамической неустойчивости могут быть интенсивные процессы кавитации и снарядные (пробковые) режимы течения двухфазных потоков.

4. Альтернативной причиной возникновения гидродинамических ударов могут быть также трансзвуковые режимы течения двухфазных парожидкостных потоков. Необходимое условие возникновения гидродинамических ударов в таких режимах – достижение скоростью потока скорости распространения акустических возмущений (скорости звука), а достаточные условия – превышение давлением в «скачке уплотнения» сверхзвукового потока давления на входе в трубопроводную систему («запирание» потока).

В данной работе предложен оригинальный метод определения необходимых и достаточных условий возникновения гидродинамических ударов при трансзвуковых режимах адиабатно вскипающих потоков с учетом перехода кинетической энергии торможения потока в энергию импульса гидродинамического удара. Полученные решения для динамической нагрузки при ударах на оборудование трубопроводных систем принципиально отличаются от традиционной формулы Н.Е. Жуковского.

Дальнейшее совершенствование предлагаемого метода может быть связано с применением негомогенных неравновесных неоднородных моделей двухфазного потока и устранением отдельных консервативных допущений.

Список использованных источников

1. Vanderburg, V. H., 1986, “Knowing Technology as if People Mattered”, *Man-Env. Syst.* 16, pp. 69–75.
2. Kuhn, T., 1962, *The Structure of Scientific Revolutions*, University of Chicago Press, Chicago, IL.
3. Menabrea, L. F., 1885, “Note sur les effets de choc de l’eau dans les conduites”, *C. R. Hebd. Seances Acad. Sci.* 47, July–Dec., pp. 221–224.
4. Michaud, J., 1878, “Coups de belier dans les conduites. Etude des moyens employes pour en attenuer les effets”, *Bull. Soc. Vaudoise Ing. Arch.* 4(3,4), pp. 56–64, 65–77.
5. Weston, E. B., 1885, “Description of Some Experiments Made on the Providence, RI Water Works to Ascertain the Force of Water Ram in Pipes”, *Trans. Am. Soc. Civ. Eng.* 14, p. 238.
6. Carpenter, R. C., 1893, “Experiments on Waterhammer”, *Trans. ASME*, 15.
7. Frizell, J. P., 1898, “Pressures Resulting from Changes of Velocity of Water in Pipes”, *Trans. Am. Soc. Civ. Eng.* 39, pp. 1–18.
8. Joukowski, N. E., 1898, “Memoirs of the Imperial Academy Society of St. Petersburg”, 9(5) (Russian translated by O Simin 1904), *Proc. Amer. Water Works Assoc.* 24, pp. 341–424.
9. Allievi, L., 1903, “Teoria generale del moto perturbato dell’acqua nei tubi in pressione”, *Ann. Soc. Ing. Arch. Italiana* (French translation by Allievi (1904, *Revue de me.canique*).
10. Allievi, L., 1913, “Teoria del colpo d’ariete”, *Atti Collegio Ing. Arch.* (English translation by Halmos EE 1929), “The Theory of Waterhammer”, *Trans. ASME*.
11. Courant, R. and Friedrichs, K. O., 1976, *Supersonic Flow and Shock Waves*, Springer-Verlag, New York.
12. Jaeger, C., 1933, *Theorie Generale du Coup de Belier*, Dunod, Paris.
13. Jaeger, C., 1956, *Engineering Fluid Mechanics* translated from German by P.O.

Wolf, Blackie, London.

14. Wood, F. M., 1937, "The Application of Heavisides Operational Calculus to the Solution of Problems in Waterhammer", Trans. ASME 59, pp. 707–713.
15. Rich, G., 1944, "Waterhammer Analysis by the Laplace-Mellin Transformations", Trans. ASME, pp. 1944–45.
16. Rich, G., 1951, *Hydraulic Transients*, 1st Edition, McGraw-Hill, New York, 1951 (Dover Reprint).
17. Parmakian, J., 1955, *Water-Hammer Analysis*. Prentice-Hall Englewood Cliffs, N.J., 1955 (Dover Reprint, 1963).
18. Streeter, V. L., and Lai, C., 1963, "Waterhammer Analysis Including Fluid Friction", Trans. Am. Soc. Civ. Eng. 128, pp. 1491–1524.
19. Streeter, V. L. and Wylie, E. B., 1967, *Hydraulic Transients*, McGraw-Hill, New York.
20. Chaudhry, M. H., 1987, *Applied Hydraulic Transients*, Van Nostrand Reinhold, New York.
21. Watters, G. Z., 1984, *Analysis and Control of Unsteady Flow in Pipelines*, Butterworth, Stoneham, Ma.
22. Wylie, E. B. and Streeter, V. .L 1984, *Fluid Transients*, FEB Press, Ann Arbor.
23. Wylie, E. B., Streeter, V. L., and Suo, Lisheng, 1993, *Fluid Transient in Systems*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs,
24. Mitra, A. K., and Rouleau W. T., 1985, "Radial and Axial Variations in Transient Pressure Waves Transmitted Through Liquid Transmission Lines", ASME J. Fluids Eng. 107, pp. 105–111.
25. Vardy, A. E., and Hwang, K. L., 1991, "A Characteristic Model of Transient Friction in Pipes", J. Hydraul. Res. 29(5), pp. 669–685.
26. Ghidaoui, M. S. 2001, "Fundamental Theory of Waterhammer", Special Issue of the Urban Water J. (Special Issue on Transients, Guest Editor: B. W. Karney), 1(2), pp. 71–83.
27. Walker, J. S., 1975, "Perturbation Solutions for Steady One-Dimensional Wa-

- terhammer Waves”, ASME J. Fluids Eng. 6, pp. 260–262.
28. Hinze, J. O., 1975, *Turbulence*, McGraw-Hill Classic Textbook Reissue Series, New York.
 29. Bergant, A. and Simpson, A. R., 1994, “Estimating Unsteady Friction in Transient Cavitating Pipe Flow”, Proc. 2nd Int. Conf. On Water Pipeline Systems, Edinburgh, UK, May 24–26, BHRA Group Conf. Series Publ. No. 110, pp. 3–15.
 30. Axworthy, D. H., Ghidaoui, M. S., and McInnis, D. A., 2000, “Extended Thermodynamics Derivation of Energy Dissipation in Unsteady Pipe Flow”, J. Hydraul. Eng. 126(4), pp. 276–287.
 31. Brunone, B., Karney, B. W., Mecarelli, M., and Ferrante, M., 2000, “Velocity Profiles and Unsteady Pipe Friction in Transient Flow”, J. Water Resour. Plan. Manage. 126(4), pp. 236–244.
 32. Ghidaoui, M. S., and Mansour, S., 2002, “Efficient Treatment of the Vardy-Brown Unsteady Shear in Pipe Transients”, J. Hydraul. Eng. 128(1), pp. 102–112.
 33. Korteweg, D. J., 1878, “U. ber die fortpflanzungsgeschwindigkeit des schalles in elastischen rohren“, Ann. Phys. Chemie 5(12), pp. 525–542.
 34. Lighthill, J., 1996, *Waves in Fluids*, Cambridge University Press, UK.
 35. Tijsseling, A. S., 1995, “Fluid-Structure Interaction in Liquid-Filled Pipe Systems: A Review”, J. Fluids Struct. 10, pp. 109–146.
 36. Streeter, V. L. and Wylie, E. B., 1985, *Fluid Mechanics* (8th Edition), McGraw Hill New York.
 37. Silva-Araya, W. F., and Chaudhry, M. H., 1997, “Computation of Energy Dissipation in Transient Flow”, J. Hydraul. Eng. 123(2), pp. 108–115.
 38. Pezzinga, G., 1999, “Quasi-2D Model for Unsteady Flow in Pipe Networks”, J. Hydraul. Eng. 125(7), pp. 676–685.
 39. Daily, J. W., Hankey, W. L., Olive, R. W., and Jordaan, J. M., 1956, “Resistance Coefficients for Accelerated and Decelerated Flows Through Smooth Tubes and

- Orifices”, *Trans. ASME* 78(July), pp. 1071–1077.
40. Shuy, E. B., 1996, “Wall Shear Stress in Accelerating and Decelerating Turbulent Pipe Flows”, *J. Hydraul. Res.* 34(2), pp. 173–183.
 41. Vardy, A. E., and Brown, J. M. B., 1997, “Discussion on Wall Shear Stress in Accelerating and Decelerating Pipe Flow”, *J. Hydraul. Res.* 35(1), pp. 137–139.
 42. Ghidaoui, M. S., and Kolyshkin, A. A., 2001, “Stability Analysis of Velocity Profiles in Water-Hammer Flows”, *J. Hydraul. Eng.* 127(6), pp. 499–512.
 43. Carstens, M. R., and Roller, J. E., 1959, “Boundary-Shear Stress in Unsteady Turbulent Pipe Flow”, *J. Hydraul. Div., Am. Soc. Civ. Eng.* 85(HY2), pp. 67–81.
 44. Pezzinga, G., 2000, “Evaluation of Unsteady Flow Resistances by Quasi-2d or 1d Models”, *J. Hydraul. Eng.* 126(10), pp. 778–785.
 45. Eichinger, P. and Lein, G., 1992, *The Influence of Friction on Unsteady Pipe Flow, Unsteady Flow and Fluid Transients*, Bettess and Watts (eds), Balkema, Rotterdam, The Netherlands, 41–50.
 46. Ghidaoui, M. S., Mansour, S. G. S., and Zhao, M., 2002, “Applicability of Quasi Steady and Axisymmetric Turbulence Models in Water Hammer”, *J. Hydraul. Eng.* 128(10), pp. 917–924.
 47. Vardy, A. E. and Brown, J. M., 1996, “On Turbulent, Unsteady, Smooth-Pipe Friction, Pressure Surges and Fluid Transient”, BHR Group, London, pp. 289–311.
 48. Brunone, B. and Golia, U. M., 1991, “Some Considerations on Velocity Profiles in Unsteady Pipe Flows”, *Proc. Int. Conf. on Entrophy and Energy Dissipation in Water Resources*, Maratea, Italy, pp. 481–487.
 49. Greco, M., 1990, “Some Recent Findings On Column Separation During Water Hammer”, *Excerpta*, G.N.I., Padua, Italy, Libreria Progetto, ed., 5, 261–272.
 50. Brunone, B., Golia, U. M., and Greco, M., 1991, “Some Remarks on the Momentum Equation for Fast Transients”, *Proc. Int. Conf. on Hydr. Transients With Water Column Separation*, IAHR, Valencia, Spain, 201–209.

51. Brunone, B., Golia, U. M., and Greco, M., 1991, "Modelling of Fast Transients by Numerical Methods", *Proc. Int. Conf. on Hydr. Transients With Water Column Separation*, IAHR, Valencia, Spain, 273–280.
52. Bergant, A., Simpson, A. R., and Vitkovsky, J., 2001, "Developments in Unsteady Pipe Flow Friction Modelling", *J. Hydraul. Res.* 39(3), pp. 249–257.
53. Brunone, B., Golia, U. M., and Greco, M., 1995, "Effects of Two-Dimensionality on Pipe Transients Modeling", *J. Hydraul. Eng.* 121(12), pp. 906–912.
54. Wylie, E. B., 1997, "Frictional Effects in Unsteady Turbulent Pipe Flows", *Appl. Mech. Rev.* 50(11), Part 2, pp. S241–S244.
55. Vitkovsky, J. P., Lambert, M. F., Simpson, A. R., and Bergant, A., 2000, "Advances in Unsteady Friction Modelling in Transient Pipe Flow", *8th Int. Conf. on Pressure Surges*, The Hague, The Netherlands.
56. Zielke, W., 1968, "Frequency-Dependent Friction in Transient Pipe Flow", *ASME J. Basic Eng.* 90(1), pp. 109–115.
57. Trikha, A. K., 1975, "An Efficient Method for Simulating Frequency-Dependent Friction in Transient Liquid Flow", *ASME J. Fluids Eng.* 97(1), pp. 97–105.
58. Suzuki, K., Taketomi, T., and Sato, S., 1991, "Improving Zielke's Method of Simulating Frequency-Dependent Friction in Laminar Liquid Pipe Flow", *ASME J. Fluids Eng.* 113(4), pp. 569–573.
59. Vardy, A. E., Hwang, K. L., and Brown, J. M. B., 1993, "A Weighting Model of Transient Turbulent Pipe Friction", *J. Hydraul. Res.* 31, pp. 533–548.
60. Vardy, A. E., and Brown, J. M. B., 1995, "Transient, Turbulent, Smooth Pipe Friction", *J. Hydraul. Res.* 33, pp. 435–456.
61. Almeida, A. B. and Koelle, E., 1992, *Fluid Transients in Pipe Networks, Computational Mechanics Publications*, Elsevier, New York.
62. Lister, M., 1960, The Numerical Solution of Hyperbolic Partial Differential Equations by the Method of Characteristics, A Ralston and HS Wilf (eds), *Numerical Methods for Digital Computers*, Wiley New York, 165–179.

63. Wiggert, D. C., and Sundquist, M. J., 1977, "Fixed-Grid Characteristics for Pipeline Transients", *J. Hydraul. Div., Am. Soc. Civ. Eng.* 103(HY12), pp. 1403–1415.
64. Goldberg, D. E., and Wylie, E. B., 1983, "Characteristics Method Using Time-Line Interpolations", *J. Hydraul. Eng.* 109(5), pp. 670–683.
65. Lai, C., 1989, "Comprehensive Method of Characteristics Models for Flow Simulation", *J. Hydraul. Eng.* 114(9), pp. 1074–1095.
66. Yang, J. C., and Hsu, E. L., 1990, "Time-Line Interpolation for Solution of the Dispersion Equation", *J. Hydraul. Res.* 28(4), pp. 503–523.
67. Yang, J. C., and Hsu, E. L., 1991, "On the Use of the Reach-Back Characteristics Method of Calculation of Dispersion", *Int. J. Numer. Methods Fluids* 12, pp. 225–235.
68. Bentley, L. R., 1991, Discussion of "On the Use of the Reach-Back Characteristics Method for Calculation of Dispersion", by J. C. Yang, and EL Hsu, *Int. J. Numer. Methods Fluids* 13(5), pp. 1205–1206.
69. Sibertheros, I. A., Holley, E. R., and Branski, J. M., 1991, "Spline Interpolations for Water Hammer Analysis", *J. Hydraul. Eng.* 117(10), pp. 1332–1349.
70. Karney, B. W., and Ghidaoui, M. S., 1997, "Flexible Discretization Algorithm for Fixed Grid MOC in Pipeline Systems", *J. Hydraul. Eng.* 123(11), pp. 1004–1011.
71. Wood, D. J., Dorsch, R. G., and Lightnor, C., 1966, "Wave-Plan Analysis of Unsteady Flow in Closed Conduits", *J. Hydraul. Div., Am. Soc. Civ. Eng.* 92(HY12), pp. 83–110.
72. Wylie, E. B. and Streeter, V. L., 1970, "Network System Transient Calculations by Implicit Method", *45th Annual Meeting of the Society of Petroleum Engineers of AIME*, Houston, Texas October 4–7, paper No. 2963.
73. Holly, F. M., and Preissmann, A., 1977, "Accurate Calculation of Transport in Two Dimensions", *J. Hydraul. Div., Am. Soc. Civ. Eng.* 103(HY11), pp. 1259–1277.

74. Chaudhry, M. H., and Hussaini, M. Y., 1985, "Second-Order Accurate Explicitly Finite-Difference Schemes for Water Hammer Analysis", *ASME J. Fluids Eng.* 107, pp. 523–529.
75. Toro, E. F., 1997, *Riemann Solvers and Numerical Methods for Fluid Dynamics*, Springer-Verlag, Berlin.
76. Toro, E. F., 2001, *Shock-Capturing Methods for Free-Surface Shallow Flows*, Wiley Ltd, Chichester, England.
77. Guinot, V., 2002, "Riemann Solvers for Water Hammer Simulations by Godunov Method", *Int. J. Numer. Methods Eng.* 49, pp. 851–870.
78. Hwang, Y. H., and Chung, N. M., 2002, "A Fast Godunov Method for the Water-Hammer Problem", *Int. J. Numer. Methods Fluids* 40, pp. 799–819.
79. O'Brian, G. G., Hyman, M. A., and Kaplan, S., 1951, "A Study of the Numerical Solution of Partial Differential Equations", *J. Math. Phys.* 29(4), pp. 223–251.
80. Damuller, D. C., Bhallamudi, S. M., and Chaudhry, M. H., 1989, "Modelling Unsteady Flow in Curved Channel", *J. Hydraul. Eng.* 115(11), pp. 1471–1495.
81. Samuels, G. P., and Skeel, P. C., 1990, "Stability Limits for Preissmann's Scheme", *J. Hydraul. Div., Am. Soc. Civ. Eng.* 116(HY8), pp. 997–1011.
82. Karney, B. W., and Ghidaoui, M. S., 1992, "Discussion on Spline Interpolations for Water Hammer Analysis", *J. Hydraul. Eng.* 118(11), pp. 1597–1600.
83. Sivaloganathan, K., 1978, "Flood Routing by Characteristic Methods", *J. Hydraul. Div., Am. Soc. Civ. Eng.* 107(HY7), pp. 1075–1091.
84. Wylie, E. B., 1980, "Inaccuracies in the Characteristics Method", *Proc. Spec. Conf. on Comp. and Physical Modelling in Hydr. Eng.* ASCE, Chicago, 165–176.
85. Ghidaoui, M. S., and Karney, B. W., 1994, "Equivalent Differential Equations in Fixed-Grid Characteristics Method", *J. Hydraul. Eng.* 120(10), pp. 1159–1176.
86. Ghidaoui, M. S., Karney, B. W., and McInnis, D. A., 1998, "Energy Estimates for Discretization Errors in Waterhammer Problems", *J. Hydraul. Eng.* 123(11),

- pp. 384–393.
87. Das, D., and Arakeri, J. H., 1998, “Transition of Unsteady Velocity Profiles with Reverse Flow”, *J. Fluid Mech.* 374, pp. 251–283.
 88. Brunone, B., Karney, B. W., and Ferrante, M., 1999, “Velocity Profiles Unsteady Friction Losses and Transient Modelling”, *Proc. 26th Annu. Water Resour. Plng. and Mgmt. Conf.* ASCE, Reston, VA (on CD-ROM).
 89. Lodahl, C. R., Sumer, B. M., and Fredsoe, J., 1998, “Turbulent Combined Oscillatory Flow and Current in Pipe”, *J. Fluid Mech.* 373, pp. 313–348.
 90. Ghidaoui, M. S., and Kolyshkin, A. A., 2002, “A Quasi-Steady Approach to the Instability of Time-Dependent Flows in Pipes”, *J. Fluid Mech.* 465, pp. 301–330.
 91. Pezzinga, G., and Scandura, P., 1995, “Unsteady Flow in Installations with Polymeric Additional Pipe”, *J. Hydraul. Eng.* 121(11), pp. 802–811.
 92. Greenblatt, D., and Moss, E. A., 1999, “Pipe-Flow Relaminarization by Temporal Acceleration”, *Phys. Fluids* 11(11), pp. 3478–3481.
 93. He, S., and Jackson, J. D., 2000, “A Study of Turbulence Under Conditions of Transient Flow in a Pipe”, *J. Fluid Mech.* 408, pp. 1–38.
 94. Tu, S. W., and Ramaprian, B. R., 1983, “Fully Developed Periodic Turbulent Pipe Flow – Part 1: Main Experimental Results and Comparison with Predictions”, *J. Fluid Mech.* 137, pp. 31–58.
 95. Brereton, G. L., Reynolds, W. C., and Jayaraman, R., 1990, “Response of a Turbulent Boundary Layer to Sinusoidal Free-Stream Unsteadiness”, *J. Fluid Mech.* 221, pp. 131–159.
 96. Akhavan, R., Kamm, R. D., and Shapiro, A. H., 1991, “Investigation of Transition to Turbulence in Bounded Oscillatory Stokes Flows – Part 1: Experiments”, *J. Fluid Mech.* 225, pp. 395–422.
 97. Akhavan, R., Kamm, R. D., and Shapiro, A. H., 1991, “Investigation of Transition to Turbulence in Bounded Oscillatory Stokes Flows – Part 2: Numerical Simulations”, *J. Fluid Mech.* 225, pp. 423–444.

98. Silva-Araya, W. F., and Chaudhry, M. H., 2001, "Unsteady Friction in Rough Pipes", *J. Hydraul. Eng.* 127(7), pp. 607–618.
99. Ohmi, M., Kyomen, S., and Usui, T., 1985, "Numerical Analysis of Transient Turbulent Flow in a Liquid Line", *Bull. JSME* 28(239), pp. 799–806.
100. Wood, D. J., and Funk, J. E., 1970, "A Boundary-Layer Theory for Transient Viscous Losses in Turbulent Flow", *ASME J. Basic Eng.* 102, pp. 865–873.
101. Bratland, O., 1986, "Frequency-Dependent Friction and Radial Kinetic Energy Variation in Transient Pipe Flow", *Proc. 5th Int. Conf. on Pressure Surges*, BHRA, Hannover, Germany, 95–101.
102. Rodi, W., 1993, *Turbulence Models and Their Application in Hydraulics: A State-of-the-Art Review*, 3rd Edition, Int. Association for Hydraulic Research, Delft, Balkema.
103. Kita, Y., Adachi, Y., and Hirose, K., 1980, "Periodically Oscillating Turbulent Flow in a Pipe", *Bull. JSME* 23(179), pp. 654–664.
104. Eggels, J. G. M., 1994, "Direct and Large Eddy Simulation of Turbulent Flow in a Cylindrical Pipe Geometry", PhD Dissertation, Delft University of Technology.
105. Zhao, M., and Ghidaoui, M. S., 2003, "An Efficient Solution for Quasi-Two-Dimensional Water Hammer Problems", *J. Hydraul. Eng.*, 129(12), pp. 1007–1013.
106. Karney, B. W., and McInnis, D., 1990, "Transient Analysis of Water Distribution Systems", *J. AWWA* 82(7), pp. 62–70.
107. Wylie, E. B., 1983, "The Microcomputer and Pipeline Transients", *J. Hydraul. Div., Am. Soc. Civ. Eng.* 109(HY12), pp. 539–42.
108. Karney, B. W., 1984, "Analysis of Fluid Transients in Large Distribution Networks", Ph.D. thesis, University of British Columbia, Vancouver, Canada.
109. Fox, J. A., 1977, *Hydraulic Analysis and Unsteady Flow in Pipe Networks*, MacMillan Press, London.
110. Koelle, E., 1982, "Transient Analysis of Pressure Conduit Hydraulic Systems",

- Proc the Int. Institute on Hydraulic Transients and Cavitation*, Sao Paulo, Brazil, B1.1–B1.38.
111. McInnis, D. A., 1992, “Comprehensive Hydraulic Analysis of Complex Pipe Systems”, Ph.D. thesis, University of Toronto, Toronto, Canada.
 112. McInnis, D. A., Karney, B. W., and Axworthy, D. H., 1997, “Efficient Valve Representation in Fixed-Grid Characteristics Method”, *J. Hydraul. Eng.* 123(8), pp. 709–718.
 113. Beck, J. L. and Katafygiotis, L. S., 1992, “Updating Dynamic Models and Their Associated Uncertainties for Structural Systems”, *Pro. the 9th Engineering Mechanics Conference*, L. D. Lutes and J. M. Niedzwecki, eds., ASCE, Reston, VA, pp. 681–684.
 114. Sykes, J. F., 1985, “Sensitivity Analysis for Steady State Ground Water Flow Using Adjoint Operators”, *Water Resour. Res.* 21(3), pp. 359–371.
 115. Sun, N. Z., and Yeh, W. G., 1990, “Coupled Inverse Problems in Groundwater Modeling-2: Identifiability and Experimental Design”, *Water Resour. Res.* 26(10), pp. 2527–2540.
 116. Sun, N. Z., 1994, *Inverse Problems in Groundwater Modeling*, Kluwer Academic Publishers.
 117. Jarny, Y., Ozisik, M. N., and Bardon, J. P., 1991, “A General Optimization Method Using Adjoint Equation for Solving Multidimensional Inverse Heat Conduction”, *Int. J. Heat Mass Transfer* 34(11), pp. 2911–2919.
 118. Cacuci, D. G., and Hall, M. C. G., 1984, “Efficient Estimation of Feedback Effects with Application to Climate Models”, *J. Atmos. Sci.* 13(2), pp. 2063–2068.
 119. Hall, M. C. G., 1986, “Application of Adjoint Sensitivity Theory to an Atmospheric General Circulation Model”, *J. Atmos. Sci.* 43(22), pp. 2644–2651.
 120. Marchuk, G. I., 1995, *Adjoint Equations and Analysis of Complex Systems*, Kluwer, London.
 121. Liggett, J. A., and Chen, L. C., 1994, “Inverse Transient Analysis in Pipe Networks”, *J. Hydraul. Eng.* 120(8), pp. 934–995.

122. Karney, B. W. and Tang, K., 2003, personal communication.
123. Brunone, B., 1999, "Transient Test-Based Technique for Leak Detection in Out-fall Pipes", *J. Water Resour. Plan. Manage.* 125(5), pp. 302–306.
124. Brunone, B., and Ferrante, M., 2001, "Detecting Leaks in Pressurised Pipes by Means of Transient", *J. Hydraul. Res.* 39(5), pp. 539–547.
125. Mpesha, W., Gassman, S. L., and Chaudhry, M. H., 2001, "Leak Detection in Pipes by Frequency Response Method", *J. Hydraul. Eng.* 127(2), pp. 137–147.
126. Mpesha, W., Chaudhry, M. H., and Gassman SL 2002, "Leak Detection in Pipes by Frequency Response Method Using a Step Excitation", *J. Hydraul. Res.* 40(1), pp. 55–62.
127. Ferrante, M., and Brunone, B., 2002, "Pipe System Diagnosis and Leak Detection by Unsteady-State Tests – 1: Harmonic Analysis", *Adv. Water Resour.* 26, pp. 95–105.
128. Wang, Xiao-Jian, Lambert, M. F., Simpson, A. R., and Liggett, J. A., 2002, "Leak Detection in Pipelines Using the Damping of Fluid Transients", *J. Hydraul. Eng.* 128(7), pp. 697–711.
129. Ferrante, M., and Brunone, B., 2002, "Pipe System Diagnosis and Leak Detection by Unsteady-State Tests – 2: Wavelent Analysis", *Adv. Water Resour.* 26, pp. 107–116.
130. Payment, P., 1999, "Poor Efficacy of Residual Chlorine Disinfectant in Drinking Water to Inactivate Waterborne Pathogens in Distribution system", *Can. J. Microbiol.* 45(8), pp. 709–715.
131. Funk, J. E., van Vuuren, S. J., Wood, D. J., and LeChevallier, M., 1999, "Pathogen Intrusion into Water Distribution Systems Due to Transients", *Proc. 3rd ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conf.*, July 18–23, San Francisco, California.
132. Germanopoulos, G. and Jowitt, P. W., 1989, "Leakge Reduction by Excessive Pressure Minimization in a Water Supply Network", *Proc. Inst. of Civ. Eng.* (UK), 195–214.

133. McInnis, D. A., 2003, "A Relative-Risk Assessment Framework for Evaluating Pathogen Intrusion During Transient Events in Water Pipelines", *Urban Water J.* (Special Issue on Transients, Guest Editor: B. W. Karney), 1(2), pp. 113–127.
134. Ghidaoui, M. S., Zhao, M., McInnis, D. A., and Axworthy, D. H., 2005, "A Review of Water Hammer Theory and Practice", *Applied Mechanics Reviews*, 58, pp. 49–76.
135. Korolyov, O. V., Zhou HuiYu., 2016, "Dynamic Damper Pressure Fluctuation in the Pumping Systems", *Pratsi OPU*, 1(48), pp. 35–41.
136. Mazurenko, A. S., Skalozubov, V. I., Chulkin, O. A. et al., 2017, "Determining the Conditions for the Hydraulic Impacts Emergence at Hydraulic Systems", *Problems of the Regional Energetics*, 2(34).
137. Korolev, A. V., 2010, *Analysis and Modelling of Heat Power Equipment Operating Two-Phase Flows* (in Russian), Astroprint, Odessa, 456 p.
138. Dolinsky, A. A., Ivanitsky, G. K., 2008, *Heat and Mass Transfer and Hydrodynamics in the Vapor-Liquid Dispersion Mediums* (in Russian), Nauk. Dumka, Kiev, 381 p.
139. Gerliga, V. A., Khabenskiy, V. B., 1994, *Instability of the Coolant Flow in Power Equipment* (in Russian), Energoizdat, Moscow, 288 p.
140. Vasil'chenko, V. N., Yemel'yanenko, E. Z., Kim, V. V., and Smyshlyayev, A. E., 2002, *Simulation of Accidents at Nuclear Power Plants* (in Russian), Rezon, Odessa, 466 p.
141. Klyuchnikov, A. A., Sharaevskij, I. G., Fialko, N. M., et al., 2012, *Thermophysics of Nuclear Reactor Damages* (in Russian), Institute for Safety Problems of Nuclear Power Plants, Chernobyl, 528 p.
142. Pernik, A. D., 1966, *Cavitation Problems* (in Russian), Sudostroenie, Leningrad, 439 p.
143. Ebeling, K. J., 1978, "Zum Verhalten kugelförmiger, lasererzeugter Kavitationsblasen in Wasser", *Acta Acustica united with Acustica*, 40, 4, pp. 229–239.

144. Kovrizhkin, Yu. L., 2009, *Thermoacoustic Instability of the Coolant in WWER* (in Russian), Rezon, Odessa, 140 p.
145. Ishii, M., 1975, *Thermo-Fluid Dynamics of Two-Phase Flow*, Eyrolles, 248 p.

**More
Books!** 



yes
I want morebooks!

Покупайте Ваши книги быстро и без посредников он-лайн - в одном из самых быстрорастущих книжных он-лайн магазинов!
Мы используем экологически безопасную технологию "Печать-на-Заказ".

Покупайте Ваши книги на
www.morebooks.de

Buy your books fast and straightforward online - at one of the world's fastest growing online book stores! Environmentally sound due to Print-on-Demand technologies.

Buy your books online at
www.morebooks.de

SIA OmniScriptum Publishing
Brivibas gatve 1 97
LV-103 9 Riga, Latvia
Telefax: +371 68620455

info@omniscrptum.com
www.omniscrptum.com

OMNIscriptum 