

УДК 621.6

А. В. Николаева, А. П. Скибин,  
А. В. Чернышев, К. Е. Демихов,  
О. В. Белова, А. А. Крутиков

## К ВОПРОСУ О ПРОГНОЗИРОВАНИИ АМПЛИТУД ПУЛЬСАЦИИ ДАВЛЕНИЯ В СИСТЕМАХ ТРУБОПРОВОДОВ

*Рассмотрены нестационарные гидродинамические вихревые течения жидкой или газообразной среды, вызывающие появление пульсаций давления в проточной части трубопроводов сложной пространственной конфигурации. Обоснован метод, позволяющий прогнозировать значения амплитуд пульсаций давления жидкой или газообразной среды, обусловленных наличием нестационарных гидродинамических вихревых течений.*

**E-mail:** [anya.nickolaeva@yandex.ru](mailto:anya.nickolaeva@yandex.ru); [askibin@yandex.ru](mailto:askibin@yandex.ru);  
[av\\_chernyshev@yandex.ru](mailto:av_chernyshev@yandex.ru); [krutikov\\_aa@mail.ru](mailto:krutikov_aa@mail.ru);  
[ovbelova@yandex.ru](mailto:ovbelova@yandex.ru)

**Ключевые слова:** системы трубопроводов, вибрация, амплитуда пульсации давления, STAR-CD.

Трубопроводы — один из самых распространенных элементов энергетического оборудования и различных систем для транспортировки нефти, газа, пара, воды и других газообразных или жидких сред. По общей протяженности сетей трубопроводов РФ уступает только США и поэтому к безопасности сетей, надежности и гидравлическому сопротивлению предъявляются высокие требования.

В силу особенностей компоновки и условий работы систем трубопроводов почти невозможно полностью исключить появление вибраций в этих системах, вызванных наличием нестационарных гидродинамических вихревых течений, что по статистике в 60 % случаев является причиной их поломок [1, 2].

Воздействия на трубопровод со стороны протекающего по нему потока однофазной среды можно разделить на [1, 3]:

- гидравлические удары;
- возникновение в проточной части дискретных вихревых образований в результате отрывных течений и процессов смешения в элементах системы трубопроводов;
- пульсации давления рабочей жидкости, обусловленные неравномерностью ее подачи нагнетательными устройствами.

Основными источниками возмущений течения в системах трубопроводов являются арматура, поворотные колена, тройники, диффузоры, турбооборудование, насосное и компрессорное оборудование.

Наличие источника возмущений течения в проточной части трубопровода приводит к появлению пульсаций давления — непрерывному изменению во времени давления потока жидкости или газа на омываемые поверхности твердого тела, характеризующемуся изменением амплитуд ( $\Delta p$ , Па) и частот ( $f$ , Гц).

Сложно найти систему трубопроводов, в которой нет хотя бы одного из перечисленных источников возмущения течения. В то же время надежность системы трубопровода напрямую зависит от амплитуды пульсаций давления, генерируемых в системе трубопроводов. Напряжения в стенках трубопроводов, обусловленные пульсацией давления, согласно данным работы [4] прямо пропорциональны амплитуде пульсации давления:

$$\sigma_{\Delta pm} = \Delta p D / \delta; \quad (1)$$

$$\sigma_{\Delta pt} = \Delta p D / (2\delta). \quad (2)$$

где  $D$  — диаметр трубопровода;  $\delta$  — толщина стенки трубопровода;  $\sigma_{\Delta pm}$  — напряжения в стенках трубопровода в радиальном направлении;  $\sigma_{\Delta pt}$  — напряжения в стенках трубопровода в осевом направлении.

**Актуальность проблемы.** В исследованиях [5, 6], посвященных анализу надежности работы технологических трубопроводов компрессорных станций, приводится утверждение, что причинами разрушения трубопроводов являются нестационарные течения перекачиваемого газа. В работе [2] описан случай, когда на одной из компрессорных станций бакинских нефтепромыслов в начале эксплуатации были зафиксированы чрезмерные вибрации нагнетательных трубопроводов в результате пульсации давления газа за компрессорной установкой, амплитуда которых достигала 20 мм, а при запуске дожимных компрессоров — до 45 мм. Вследствие этого на трубопроводах систематически появлялись трещины как в стенке, так и в сварных швах трубопровода. Анализ аварий [7] показал, что до 60 % их общего числа происходит на участке до 15 км от компрессорных станций.

В процессе проведения пусконаладочных работ на многих блоках с реакторами ВВЭР-1000 возникали пульсации давления в главных паропроводах [8], наличие которых не позволяло осуществлять нормальную эксплуатацию энергоблока. Проблема была устранена внесением значительных изменений в конструкцию элементов проточной части парогенератора.

В системе парораспределения турбоустановок К-800-240 [9] и К-200-130 [10] были зафиксированы пульсации давления с амплитудой  $\Delta p = 2,4$  МПа и  $\Delta p = 1,7$  МПа соответственно, что составляет 10–15 % начального давления пара. Амплитуды пульсации давления за шибберными задвижками [3] также достигают 10 % абсолютного давления перед задвижкой.

Явление пульсации давления в трубопроводах характерно не только для таких пневматических систем, как паропроводы, газопроводы, воздухопроводы, но и для гидравлических систем: трубопроводов для транспортировки конденсата и питательной воды на электростанциях [3], нефтепроводов [11], систем регулирования и смазки (масло), канализационных систем и систем теплоснабжения [12]. Отдельно стоят вопросы о нежелательных пульсациях в проточной части экспериментальных установок и их влиянии на погрешности измерения параметров потока [13].

**Обзор методов расчета.** Существующие методики контроля вибросостояния трубопроводов и общепринятые методы снижения вибрации в условиях наличия высоких пульсаций давления не могут считаться достаточно эффективными для решения задач повышения безопасности эксплуатации трубопроводов.

Для снижения вероятности аварий, связанных с наличием вибронгрузок, необходимо иметь информацию о возбуждающей силе (амплитуде пульсации давления  $\Delta p$ ). Несмотря на очевидную актуальность получения виброакустических характеристик для трубопроводных систем произвольной пространственной конфигурации определение частот ( $f$ ) и амплитуд пульсаций давления ( $\Delta p$ ) в проточной части рассматриваемых систем с учетом особенностей источника возмущений потока до сих пор вызывает затруднения.

Расчеты трубопроводов на прочность и устойчивость регламентированы действующими нормами СНиП 2.05.06-85 “Магистральные трубопроводы” [14] в нефтяной и газовой промышленности и ПН АЭ Г-7-002-86 “Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов” для тепловой и атомной энергетики. Нормативы предписывают отстройку первых трех собственных частот трубопровода от частот возмущающих воздействий. При этом в [14] рекомендуется для расчета частоты пульсаций и в трубопроводе, генерируемых вихревым течением, для местных гидравлических сопротивлений использовать эмпирическую формулу

$$f_{ip} = (200 \dots 500) \frac{V}{D_i}, \quad (3)$$

где  $V$  — скорость потока;  $D_i$  — диаметр сужения в местном сопротивлении.

Однако, возможность определения частот пульсаций давления в местных сопротивлениях с приемлемой точностью при использовании формулы (3) не очевидна. К примеру, возникает вопрос, как определять частоты пульсаций давления, генерируемых местными сопротивлениями сложной пространственной конфигурации, такими как арматура, или источниками пульсаций, в которых нет сужений сечения, например поворотными коленами.

С определением амплитуд возбуждающих сил вопрос еще сложнее. По рекомендациям работы [14], “амплитуды возбуждающих вибрацию нагрузок и воздействий определяются расчетом или измерениями в процессе пусконаладочных работ”.

В литературе встречаются разрозненные полуэмпирические методики определения амплитудно-частотных характеристик (одна из них приведена в работе [13]), которые, впрочем, позволяют оценить пульсации параметров потока в проточной части в строго определенном диапазоне геометрических размеров и только для конфигурации отдельных классов устройств и не годятся для расчета сложных трубопроводов произвольной пространственной конфигурации.

Полуэмпирические методы расчета систем трубопроводов, в которых гидравлическая система рассматривается как совокупность элементов, объединенных связями в виде дифференциальных или алгебраических соотношений, определяющих отклик отдельного элемента на внешнее воздействие (например, метод электроакустической аналогии [2]), эффективны для определения пульсаций давления, генерируемых в результате переменных и переходных процессов при срабатывании стопорной или регулирующей арматуры, но не позволяют оценить пульсации давления, обусловленные наличием в проточной части трубопровода местных гидравлических сопротивлений.

Следовательно, можно сделать вывод, что методы расчета трубопроводов разработаны недостаточно и не позволяют определять уровень пульсаций давления в проточной части трубопровода, обусловленных наличием нестационарных гидродинамических вихревых течений, поэтому необходимо разработать новый метод расчета трубопроводов, учитывающий нестационарные и пространственные эффекты.

Сегодня в силу быстрого совершенствования вычислительной техники и с появлением мощных ЭВМ прогнозирование уровня пульсации давления в трубопроводах со сложной пространственной конфигурацией стало возможным при применении методов вычислительной гидрогазодинамики. Обзор существующих вычислительной гидрогазодинамики применительно к расчету трубопроводов приведен в работе [6]. В настоящее время наиболее востребованными являются методы и алгоритмы контрольных объемов, конечных элементов или конечных разностей [6, 15–17].

За рубежом методы численного исследования гидрогазодинамических процессов нашли широкое применение [15–17]. Более того, в рамках международного сотрудничества разработаны и внедряются нормы по расчетам методами вычислительной гидрогазодинамики [18], что позволяет провести стандартизацию расчетов и повысить точность вычислений.



**Постановка задачи исследования.** Как правило, трубопроводы имеют сложную разветвленную пространственную конфигурацию. Принято считать, что процесс распространения волн давления в трубопроводах аналогичен распространению плоских акустических волн. Поэтому силы, вызывающие виброперемещения трубопровода, могут появляться лишь при наличии местных сопротивлений и неоднородностей, таких как изменение диаметра трубопровода, повороты, тройники, арматура, диффузоры и т.д. Исходя из этого, для математического моделирования пульсаций в трубопроводах, можно рассматривать не всю систему трубопроводов, а только ее часть с местными сопротивлениями.

Таким образом, в качестве объекта исследования можно рассматривать пневматическую систему, представляющую собой участок системы трубопроводов для транспортировки газообразных сред между генератором пульсации давления и ближайшим местным гидравлическим сопротивлением, включающий генератор пульсации давления и сам трубопровод.

В качестве генератора пульсации давления в данном случае можно рассматривать практически любое местное сопротивление (резкие переходы с одного диаметра на другой, поворотные или угловые колена, тройники, различную арматуру, диффузоры), генерирующее нестационарное гидродинамическое вихревое течение в проточной части трубопровода, а также турбо- или компрессорное оборудование, работа которых провоцирует пульсации давления в проточной части трубопровода. Для удобства верификации метода расчета пульсаций давления в качестве расчетной области целесообразно рассмотреть проточную часть установки, на которой проводилось экспериментальное исследование пульсаций давления в трубопроводе. Так, для численного исследования была выбрана проточная часть экспериментальной установки ВАТ-1 (лаборатории кафедры паровых и газовых турбин НИУ МЭИ), предназначенной для исследования пульсаций давления в трубопроводе сложной пространственной конфигурации с устройством гашения пульсаций давления [19].

Гидравлическая схема экспериментального стенда ВАТ-1 представлена на рис. 1. В зависимости от режима работы исследуемой модели воздух подается либо от воздуходувки ТВ-42-1,4 (КМ 1) с расходом до  $1,5 \text{ м}^3/\text{с}$  и максимальным избыточным давлением в баке-ресивере  $p_{o \max} = 40 \text{ кПа}$ , либо от воздуходувки типа “Eger” (КМ 2) с расходом до  $3 \text{ м}^3/\text{с}$  и максимальным избыточным давлением до  $0,2 \text{ МПа}$ . Обе воздуходувки подают воздух в общий коллектор 1, связанный с напорной магистралью 2. На линиях между воздуходувками КМ 1, КМ 2 и коллектором 1 установлена запорная арматура К1, К2. В напорной магистрали находится мерное сопло Вентури (С1). Перед соплом в трубопровод врезан штуцер, в котором установлен ртутный термометр Т1

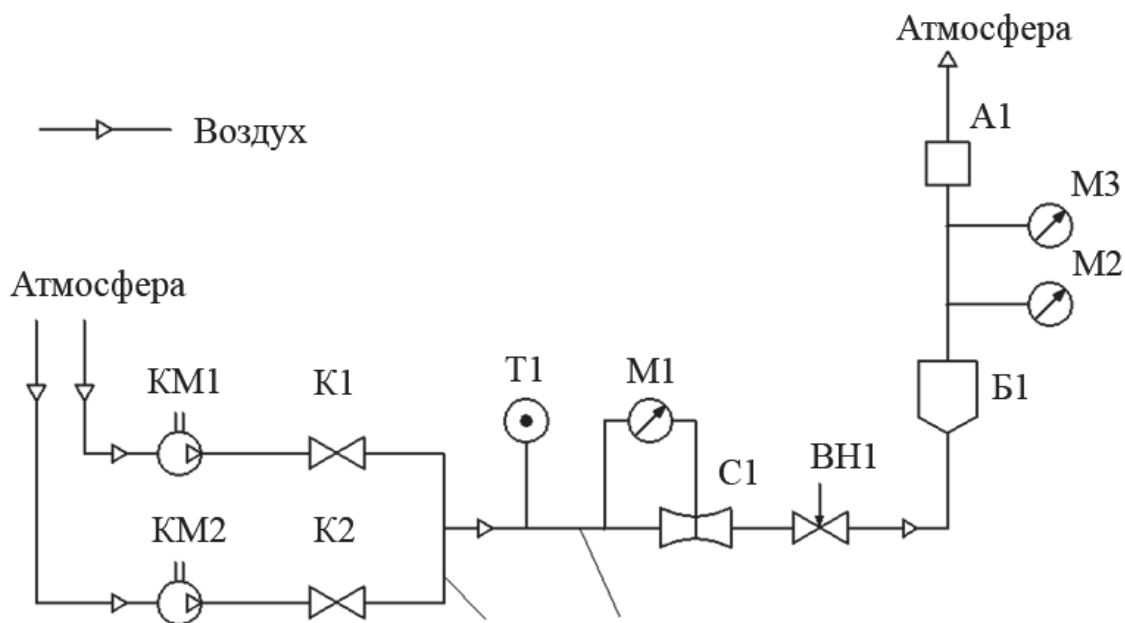


Рис. 1. Гидравлическая схема установки VAT-1

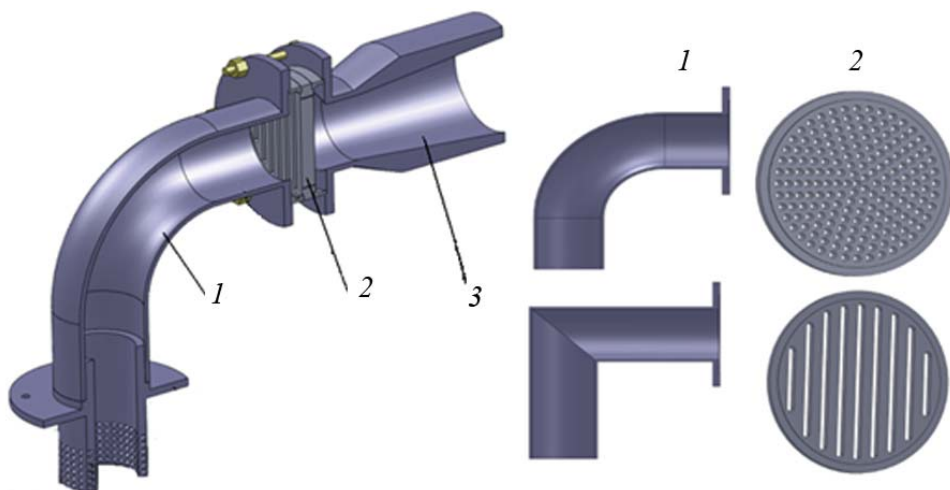


Рис. 2. Рабочий участок экспериментального стенда [19]

с ценой деления  $0,5^{\circ}\text{C}$ . Перепад давления на сопло измеряется с помощью U-образного водяного манометра М1, шкала которого позволяет снимать показания с точностью 1 мм водяного столба. Далее воздух по трубопроводу поступает в бак-ресивер Б1, на верхнем фланце которого устанавливается рабочий участок экспериментального стенда А1, изображенный на рис. 2. После прохождения тракта исследуемой модели воздух выбрасывается в атмосферу. Расход и давление воздуха регулируются вентилем ВН1 на напорной магистрали 1. При использовании воздуходувки ТВ-42-1,4 давление полного торможения в баке-ресивере измеряется с помощью U-образного водяного манометра М2, а при подаче воздуха от установки “Егер” — образцовым манометром класса точности 0,15. Статическое давление на входе измерялось с помощью U-образного водяного манометра М3.

Пульсации давления измерялись на рабочем участке (см. рис. 2), представляющем собой участок трубопровода с устройством гашения

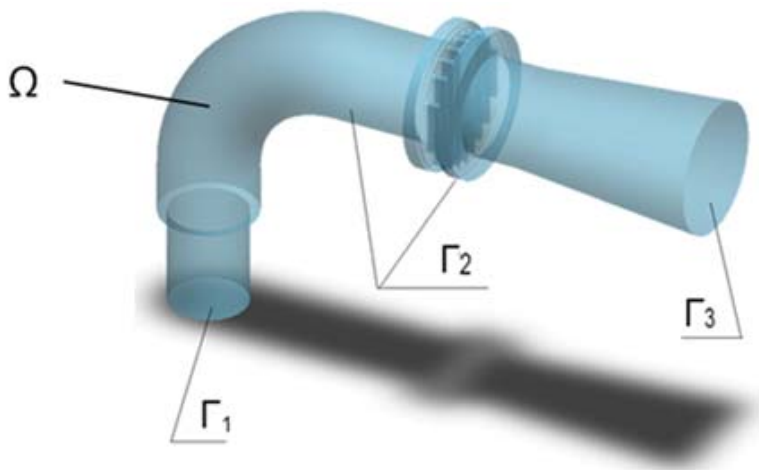


Рис. 3. Расчетная область  $\Omega$

пульсации давления, где в качестве генераторов пульсации давления использовалось поворотное или угловое колено 1.

Рассматривались устройства гашения пульсации давления активного типа с щелевой и перфорированной решетками 2. На выходе из устройства гашения пульсаций давления в экспериментальном исследовании предусматривалась установка различных диффузоров 3 с углами раскрытия  $\alpha = 0^\circ \dots 30^\circ$  и степенью раскрытия диффузоров  $n = 2$ . Пульсации давления измерялись с помощью датчика давления, установленного на стенке в выходном сечении диффузора.

Для проведения рассматриваемого эксперимента давление в баке ресивера на входе в рабочий участок экспериментального стенда устанавливалось равным  $p_0 = 1,135 \cdot 10^5$  Па. Поскольку из модели воздух сбрасывается в атмосферу, то давление на выходе из модели равно  $p_1 = 1,013 \cdot 10^5$  Па. Перепад давления на модель составляет  $\Delta p = 0,122 \cdot 10^5$  Па, что соответствует относительному перепаду давления  $\beta = 0,892$  ( $\beta = p_1/p_2$ ).

В качестве расчетной области выбрана проточная часть рабочего участка экспериментального стенда (рис. 3), которая содержит объект исследований и наиболее полно и точно отражает происходящие в нем процессы. Объект исследования в настоящей работе — это газ, движущийся со скоростями, не превышающими 0,5 М (где М — число Маха).

**Математическая модель.** При построении математической модели приняты следующие допущения: рабочее тело считается ньютоновской сжимаемой жидкостью; рабочее тело подчиняется уравнению состояния идеального газа; течение рабочего тела — нестационарное; режим течения — турбулентный; для моделирования турбулентного режима течения рабочего тела применяется высокорейнольдсовая модификация RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes [18]) модели турбулентности.

Система уравнений для описания газодинамических процессов, происходящих при течении воздуха в расчетной области, состоит из

следующей системы уравнений, описывающих нестационарное турбулентное движение сжимаемой вязкой жидкости:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \vec{u}u - \mu_{eff} \operatorname{grad} u) = -\frac{\partial p}{\partial x}, \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \vec{u}v - \mu_{eff} \operatorname{grad} v) = -\frac{\partial p}{\partial y}, \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \vec{u}w - \mu_{eff} \operatorname{grad} w) = -\frac{\partial p}{\partial z} \quad (6)$$

— уравнения движения газообразной среды;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \vec{u}) = 0 \quad (7)$$

— уравнение неразрывности для газообразной среды.

Для моделирования процессов турбулентного переноса применяется  $k-\omega$ -модель турбулентности (модель Ментера SST) [20], определяемая следующими уравнениями:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = p - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (8)$$

— уравнение для кинетической энергии турбулентности;

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} = \\ & = \frac{\gamma}{v_t} P - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \frac{\rho \sigma_\omega}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (9)$$

$$p = \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (10)$$

— уравнение для диссипации кинетической энергии турбулентности;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \operatorname{div}(\rho \vec{u}h) = \operatorname{div}(\lambda_{ef} \operatorname{grad} T) \quad (11)$$

— уравнение сохранения энергии.

Для замыкания системы уравнений (4)–(11) использованы соотношения:

$$\mu_{ef} = \mu + \mu_t; \quad (12)$$

$$\mu_t = \frac{\rho a_1 k}{\max(a_1 \omega, \Omega^* F_2)}; \quad (13)$$

$$\lambda_{ef} = \lambda + \frac{\mu_t}{\operatorname{Pr}_t}, \quad (14)$$



где  $Pr_t = 0,9$ ;

$$\frac{p}{\rho} = RT \quad (15)$$

— уравнение состояния идеального газа, где  $R$  — газовая постоянная.

Постоянные величины в выражениях (8) и (9) соответствуют данным работы [20].

Областью определения системы уравнений (4)–(15) является расчетная область  $\Omega$  (см. рис. 3), задаваемая положением радиуса-вектора в декартовой системе координат  $r(x, y, z, t) \in \Omega$ .

**Численное исследование.** Исходя из рекомендаций работы [18] по выбору параметров компьютерной модели проведено более 50 отладочных расчетов, в которых рассмотрено изменение размерности сетки в расчетной области от 1,5 млн до 100 млн контрольных объемов, а также изучено влияние различных разностных схем, моделей турбулентности, значения временного интервала расчета и шага по времени. В результате были выбраны следующие параметры: гексагональная расчетная сетка; размерность расчетной сетки — от 1,5... 2 млн контрольных объемов; схема дискретизации 2-го порядка (MARS); временной интервал расчета 0,6 с после выхода на установившийся режим; рабочее тело — газ ( $\rho \neq \text{const}$ ); шаг нестационарного расчета по времени  $10^{-5}$  с; для моделирования турбулентного режима течения теплоносителя применяется высокорейнольдсовая  $k-\omega$ -модель турбулентности SST.

**Граничные условия.** На входе  $\Gamma_1$  (см. рис. 3) в расчетную область  $\Omega$  заданы следующие параметры:

$$p_1 = p_s = \left( \frac{T_s}{T_\infty} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}; \quad T_1 = T_s = T_\infty + \frac{1}{c_p} \left( \frac{V_\infty^2}{2} + k_\infty \right), \quad (16)$$

где  $\gamma$  — показатель адиабаты;  $c_p$  — удельная теплоемкость при постоянном давлении; параметры с подстрочными индексами  $s$  — статические параметры, с индексом  $\infty$  — параметры на бесконечности.

На внешних границах  $\Gamma_2$  расчетной области  $\Omega$  задано нулевое значение скорости рабочего тела для уравнения движения и адиабатическое условие теплообмена для уравнения энергии:

$$u(r) = v(r) = w(r) = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial n}(r) = 0, \quad (17)$$

где  $n$  — вектор нормали к поверхности  $\Gamma_2$ .

На выходе  $\Gamma_3$  из расчетной области  $\Omega$  задано атмосферное давление и нулевое изменение температуры в направлении выхода:

$$p_1 = p_{\text{атм}}; \quad \frac{\partial T}{\partial n}(r) = 0. \quad (18)$$

**Начальные условия.** В начальный момент времени ( $t = 0$ ) рассматривается распределение скоростей, давлений, плотностей и температуры в расчетной области, соответствующее режиму установившегося течения.

Условием окончания численного исследования является достижение заданного значения времени ( $t = 0,6$  с).

**Исходные данные.** Геометрические размеры расчетной области соответствуют геометрическим параметрам проточной части рабочего участка экспериментального стенда [19].

Давление на входе в расчетную область  $p_0 = 1,135 \cdot 10^5$  Па; давление на выходе из расчетной области  $p_1 = 1,013 \cdot 10^5$  Па. Перепад давления на модель составляет  $\Delta p = 0,122 \cdot 10^5$  Па (относительный перепад давления на экспериментальный участок  $\beta = 0,892$ ). В качестве рабочего тела рассматривался воздух. Вязкость воздуха принималась постоянной:  $\mu = 1,81 \cdot 10^{-5}$  Па·с.

**Решение.** Представленная система дифференциальных уравнений (4)–(15) с граничными условиями (см. таблицу) решается с помощью численного метода. Для получения дискретного аналога используется метод контрольного объема. Методы составления дискретных аналогов и методы решения полученной системы алгебраических уравнений приведены в работе [15]. Для расчета применялся программный комплекс STAR-CD [21].

Расчет проводился с постоянным шагом по времени ( $\Delta t = 1 \cdot 10^{-5}$  с), что составило для рассматриваемого временного интервала  $6 \cdot 10^4$  шагов.

В результате численного исследования были получены распределения температур, давлений, скоростей и плотности в элементах проточной части рабочего участка экспериментального стенда в каждый момент времени. Также получены осциллограммы пульсаций давления в области установки датчика давления для углов раскрытия диффузора  $\alpha = 0^\circ \dots 30^\circ$  и степени раскрытия диффузоров  $n = 2$  при перепаде давления на экспериментальном участке  $\beta = 0,892$  с источником возмущений в потоке (угловой или криволинейный подвод).

Осциллограммы пульсации давления дают возможность оценить как частоты пульсаций давления ( $f$ , Гц), так и амплитуды пульсаций давления ( $\Delta p$ , Па). В качестве примера результатов расчета на рис. 4 приведены поля распределения статических давлений, скоростей, температур и плотностей в расчетной области, соответствующие моменту времени 0,1 с. На рис. 5 представлена осциллограмма пульсации давления  $\Delta p_i(t_i)$  в точке мониторинга (поз. 1, рис. 4, а) для варианта расчетной области с криволинейным подводом, перфорированной решеткой и диффузором с углом раскрытия  $\alpha = 20^\circ$ .

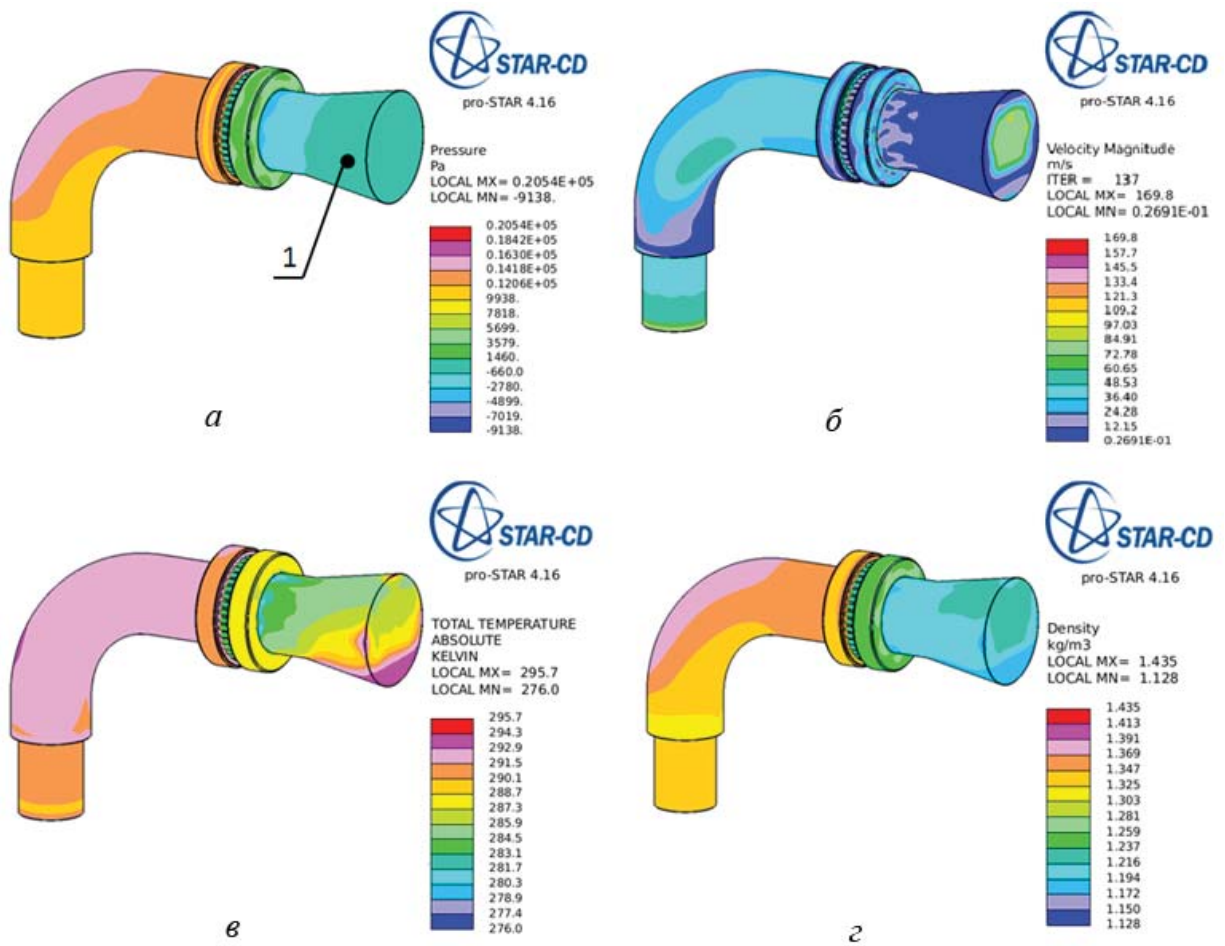


Рис. 4. Распределение статических давлений (а), скоростей (б), температур (в) и плотности (г) в расчетной области (1 — точка мониторинга)

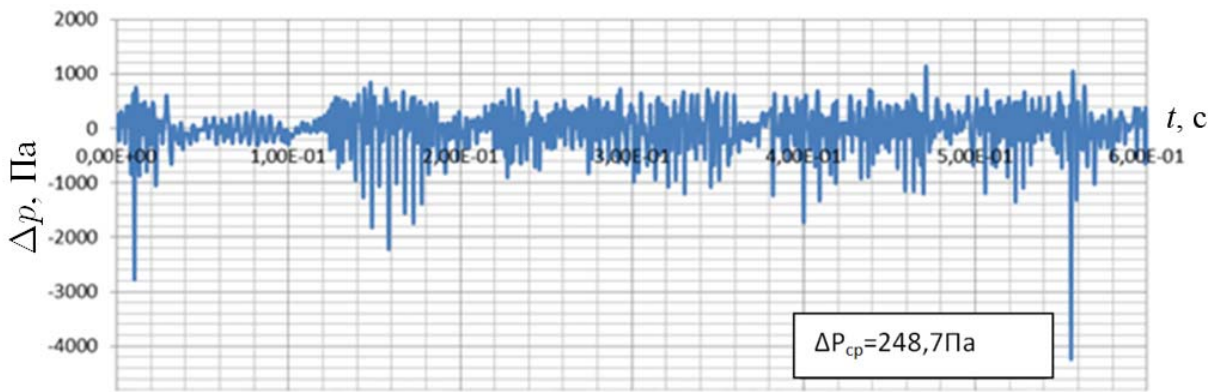
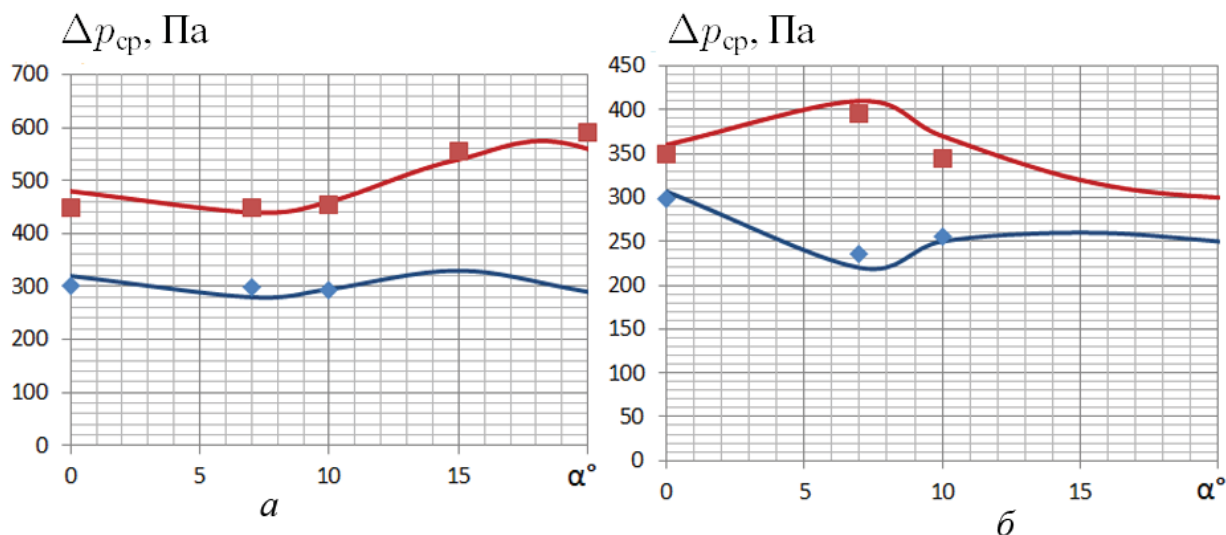


Рис. 5. Осциллограмма пульсаций давления в точке мониторинга (см. рис. 4, а)

Для сопоставления результатов расчета и экспериментального исследования [19] на основе полученных осциллограмм пульсации давления были получены среднеквадратические значения пульсаций давления

$$\Delta p_{cp} = \sqrt{\frac{\sum_{i=11}^N (p_i - p_0)^2}{N}}, \quad (19)$$

где  $N = 6 \cdot 10^4$ ;  $p_0$  — среднее значение статического давления в точке



**Рис. 6. Сопоставление результатов расчетного (кривые) и экспериментального (◆, ■) исследований для вариантов расчетной области:**  
*a* — угловой подвод; *б* — криволинейный подвод; ◆ и кривая — для перфорированной решетки, ■ и соответствующая кривая для щелевой решетки

мониторинга;  $p_i$  — значение статического давления в точке мониторинга в момент времени  $t_i = i\Delta t$  при  $i = 1 \dots N$ .

Сопоставление результатов расчетного и экспериментального исследований [19] показало хорошее совпадение (рис. 6). Результаты определения среднеквадратических пульсаций давления  $\Delta p_{cp}$  в точке мониторинга расчетным методом отличаются от результатов определения  $\Delta p_{cp}$  в области установки датчика при проведении экспериментальных исследований [19] не более чем на 7%.

**Закключение.** Разработанная математическая модель трубопровода сложной пространственной конфигурации позволяет оценить значения пульсаций давления на стенках трубопровода с учетом конфигурации генератора пульсации давления в системе трубопроводов.

Адекватность разработанной математической модели проверена путем сравнения результатов численного моделирования и результатов экспериментальных исследований.

Созданный метод расчета позволяет прогнозировать амплитуды и частоты пульсаций давления среды, обусловленных наличием нестационарных гидродинамических вихревых течений с учетом трехмерных пространственных эффектов.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Самарин А. А. Вибрации трубопроводов энергетических установок и методы их устранения. – М.: Энергия, 1979. – 288 с.
2. Хачатурян С. А., Гладких П. А. Вибрации в трубопроводах и методы их устранения. – М.: Машгиз, 1959. – 244 с.
3. Зарянкин В. А. Аэродинамические методы повышения экономичности и надежности элементов тепломеханического оборудования ТЭС. Дисс... канд. техн. наук. – М.: МЭИ, 2000. – 190 с.



4. Н и з а м о в Х. Н., П р и м е н к о В. Н., К о л ы ч е в Л. В. Определение допустимых динамических нагрузок на трубопроводы. – М.: Изд-во РИА. Двойные технологии. – 2002. – № 4. – С. 15–17.
5. Ф и к А. С., К у н и н а П. С., Б у н я к и н А. В. Анализ повреждений технологических трубопроводов компрессорных станций // Современные проблемы науки и образования. – 2007. – № 4. – С. 118–123.
6. Б у т у с о в О. Б., М е ш а л к и н В. П. Компьютерное моделирование нестационарных потоков в сложных трубопроводах. – М.: Физматлит, 2005. – 550 с.
7. И ш е м г у ж и н И. Е., Г а б б а с о в Т. И., Ш а м м а з о в И. А. и др. Демпфирование параметрических колебаний трубопровода // Электронный научный журнал “Нефтегазовое дело”. – 2011. – № 3. – С. 84–93. [Электронный ресурс] URL: [http://www.ogbus.ru/authors/IshemguzhinIE/IshemguzhinIE\\_2.pdf](http://www.ogbus.ru/authors/IshemguzhinIE/IshemguzhinIE_2.pdf)
8. В е л е с о в а И. Н., О к у л о в а М. В. Исследование вибрации главных паропроводов свежего пара первого энергоблока Волгодонской АЭС // Изв. вузов. Ядерная энергетика. – 2010. – № 1. – С. 49–55.
9. К о с т ю к А. Г., К у м е н к о А. И., Н е к р а с о в А. Л. и др. Экспериментальный анализ пульсаций давления в пароподводящих органах турбоагрегата // Теплоэнергетика. – 2000. – № 6. – С. 50–57.
10. К а с и л о в В. Ф., К а л и н и н С. В., Г в о з д е в В. М. и др. Исследование виброактивности регулирующих клапанов системы парораспределения ЦВД паровой турбины К-200-130 // Теплоэнергетика. – 2001. – № 11. – С. 13–26.
11. Н и з а м о в Г. Х., П р и м е н к о В. Г., К у л и к о в В. Г. и др. Исследование эффективности стабилизаторов давления в условиях промышленной эксплуатации на примере нефтяной отрасли // Трубопровод. – № 2 (21). – 2007. – С. 16–17.
12. К у л и к о в В. Г., К а ч е р К. С. Снижение операционных рисков на объектах энергетики за счет использования технологии волновой стабилизации давления // Энергорынок. – 2009. – № 3 (64). – С. 64–67.
13. Р е п и к Е. У., С о с е д к о Ю. П. Управление уровнем турбулентности потока. – М.: Физматлит, 2002. – 244 с.
14. СНиП 2.05.06-85. Магистральные трубопроводы – М.: Госстрой России, 1997.
15. П а т а н к а р С. В. Численное решение задач теплопроводности и конвективного теплообмена при течении в каналах / Пер. с англ. Е.В. Калибина; Под ред. Г.Г. Янькова. – М.: Изд-во МЭИ, 2003. – 312 с.
16. G i a c o m e l l i E., F a l s i a n i F., V o l t e r r a n i G. et al. Simulation of cylinder valves for reciprocating compressors // 8th Biennial ASME Conference on Engineering Systems Design and Analysis, Toronto, Italy. – 2006. – pp. 1–10.
17. М е у н е т С. Explicit simulation of valve chattering in a gas export line using the morpher // Star Global Conference 2012, Amsterdam, the Netherlands. – 2012. – pp. 58.
18. М а h a f f y J., et al. Best practice guidelines for the use of CFD in nuclear reactor safety applications, NEA/CSNI, 2007. – 166 p.
19. Г о т о в ц е в А. М. Разработка и исследование систем стабилизации течения пара в выхлопных патрубках и выносных регулирующих клапанах паровых турбин. Дисс... канд. техн. наук. – М.: МЭИ, 2006. – 207 с.
20. М е n t e r F. R. Zonal two equation  $k-\omega$  turbulence models for aerodynamic flows // AIAA Paper 93-2906, 1993. – pp. 93–100.
21. М e t h o d o l o g y STAR-CD version 4.12– CD-adapco / CD – adapco Group. – 2009. – 382 p.

Статья поступила в редакцию 23.04.2012



Анна Владимировна Николаева родилась в 1986 г., окончила МЭИ (технический университет) в 2009 г. Научный сотрудник ОАО “ВНИИАЭС”. Автор восьми научных работ в области вычислительной гидрогазодинамики и двух изобретений.

A.V. Nikolaeva (b. 1986) graduated from the Moscow Power Engineering Institute (Technical University) in 2009. Researcher of the All-Russian Research Institute for Nuclear Power Plants Operation. Author of eight publications and two inventions in the field of computational fluid dynamics.

Константин Евгеньевич Демихов родился в 1942 г., окончил МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1966 г. Д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой “Вакуумная и компрессорная техника” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 150 научных работ в области вакуумной и компрессорной техники.

K.Ye. Demikhov (b. 1942) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1966. D. Sc. (Eng.), professor, head of "Vacuum and Compressor Technology" department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of more than 150 publications in the field of vacuum and compressor technology.

Александр Петрович Скибин родился в 1963 г., окончил МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1986 г. и в 1988 г. МГУ им. М.В. Ломоносова. Канд. техн. наук, главный специалист ОАО “ВНИИАЭС”. Автор более 80 научных работ в области вычислительной гидрогазодинамики и теплообмена.

A.P. Skibin (b. 1963) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1986 and the Lomonosov Moscow State University in 1988. Ph. D. (Eng.), chief specialist of the All-Russian Research Institute for Nuclear Power Plants Operation. Author of more than 80 publications in the field of computational fluid dynamics and heat and mass exchange.

Андрей Владимирович Чернышев окончил МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1952 г. Д-р техн. наук, профессор кафедры “Вакуумная и компрессорная техника” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 100 научных работ в области математического моделирования и исследования рабочих процессов, разработки и проектирования вакуумного и электропневматического оборудования различного назначения.

A.V. Chernyshev graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1952. D. Sc. (Eng.), professor of “Vacuum and Compressor Technology” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of more than 100 publications in the field of mathematical simulation and study of working processes, development and design of vacuum and electropneumatic equipment of different purpose.

Ольга Владимировна Белова родилась в 1971 г., окончила МГТУ им. Н.Э. Баумана в 1995 г., Канд. техн. наук, доцент кафедры “Вакуумная и компрессорная техника” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 20 научных работ в области компьютерного моделирования инженерных систем.

O.V. Belova (b. 1971) graduated from the Bauman Moscow State Technical University in 1995. Ph. D. (Eng.), assoc. professor of “Vacuum and Compressor Technology” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of more than 20 publications in the field of computer simulation of engineering systems.

Алексей Александрович Крутиков родился в 1981 г., окончил МГТУ им. Н.Э. Баумана в 2004 г. Канд. техн. наук, главный специалист ОАО “ВНИИАЭС”. Автор более 20 научных работ в области математического моделирования и исследования рабочих процессов в элементах пневмогидравлических систем.

A.A. Krutikov (b. 1981) graduated from the Bauman Moscow State Technical University in 2004. Ph. D. (Eng.), chief specialist of the All-Russian Research Institute for Nuclear Power Plants Operation. Author of more than 20 publications in the field of mathematical simulation and study of working processes in elements of pneumatic-hydraulic systems.