

ВЕРИФИКАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ ВЛИЯНИЯ КАВИТАЦИИ НА ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТРУЙНОГО ПОТОКА

А.И. Уколов¹

ukolov_aleksei@mail.ru

В.П. Родионов²

vik-rodio@yandex.ru

¹ Керченский государственный морской технологический университет,
Керчь, Республика Крым, Российская Федерация

² Кубанский государственный технологический университет,
Краснодар, Российская Федерация

Аннотация

Выполнены экспериментальные исследования кавитации струйного потока при истечении жидкости из конического сопла в затопленное пространство в целях определения параметров изменения полного давления вдоль оси струи, статического — в ее сечении и геометрии области кавитации. Результаты сопоставлены с компьютерной моделью, полученной с помощью программного пакета *ANSYS CFX*, при гидродинамических параметрах и размерах сопла, полностью соответствующих параметрам эксперимента. За исключением некоторых отклонений в областях проявления наибольшей кавитации, численное моделирование хорошо согласуется с экспериментальными данными, что позволяет в дальнейшем использовать расчетные данные, полученные в *ANSYS CFX*, для анализа качества кавитаторов и прогнозирования разрушительной способности кавитационного потока

Ключевые слова

Кавитация, затопленная струя, давление, компьютерное моделирование, ANSYS CFX

Поступила в редакцию 13.09.2017
© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018

Введение. В последние годы кавитация перестала ассоциироваться как исключительно вредоносное явление. Концентрацию энергии за счет кавитации используют при растворении, гомогенизации и пастеризации жидкости, для ускорения химических реакций при изготовлении гидрогелей и суспензий [1].

Экспериментально и теоретически доказано наличие чисто кавитационного нагрева жидкости вследствие схлопывания кавитационных пузырьков. Разработаны модели безопасных устройств для преобразования энергии вихревого движения жидкости в теплоту [2–4].

Гидродинамическую кавитацию применяют при очистке подводных конструкций и механизмов от загрязнений, биологических обрастаний и прочих нежелательных образований [5–7]. В некоторых случаях, например при обработке пластмассовых и стеклопластиковых изделий, кавитационная очистка — единственное возможное решение во избежание повреждений поверхности.

Основные проблемы широкого использования кавитации в струйном потоке жидкости связаны с тем, что это не всегда управляемый и прогнозируемый

процесс. Результат кавитационного воздействия на поверхность зависит от гидродинамических характеристик течения жидкости, геометрии и качества изготовления кавитатора. В настоящее время не существует методик, включающих в себя подробные рекомендации реализации кавитационной очистки для определенного типа обрастаний или загрязнений.

Детальный экспериментальный анализ струйной кавитации ограничен производительностью насосных аппаратов и невозможностью испытаний множества различных комбинаций геометрии сопла или насадки. Ускорить исследование гидродинамической кавитации позволяет компьютерное моделирование струйного истечения. Математическое моделирование гидродинамики (*Computational Fluid Dynamics, CFD*) с учетом кавитации появилось в коммерческих приложениях сравнительно недавно. Моделирование гидродинамических процессов средствами пакета конечных элементов *ANSYS CFX* — инструмент, который уже широко используется для оптимизации и проектирования различных частей турбомашин, их многофункционального анализа, в том числе и с учетом кавитации [8–13]. Однако появляются и работы по трехмерной визуализации кавитационной струи в затопленном пространстве [14].

В настоящей работе выполнена верификация результатов численного моделирования и экспериментальных данных влияния кавитации на гидродинамические характеристики струйного потока. С помощью программного пакета *ANSYS CFX* построена геометрия модели и выполнен расчет кавитационного течения жидкости из сопла, идентичного опытному образцу. Проведен сравнительный анализ экспериментальных данных и результатов компьютерного моделирования, полученных с использованием функции кавитации *ANSYS CFX*.

Материалы и методика эксперимента. Установка для исследования затопленных струй состоит из трех основных узлов: 1) система создания выходного давления p_0 ; 2) гидравлическая камера; 3) система управления и слива. Вода из накопительного бака плунжерным насосом высокого давления подается в успокоитель, который служит для снижения турбулизации и устранения микровихревой жидкости, далее — к соплу и истекает в камеру. Давление в успокоителе p_0 , на входе сопла и в испытательной камере p_k устанавливается с помощью вентиля и контролируется соответствующим образцовым манометром класса 0,6. Экспериментальная камера включает в себя четыре окна, три из которых предназначены для наблюдения, освещения и фотосъемки и закрываются стеклами толщиной 20 мм (закаленными). Четвертое окно служит для выполнения монтажных работ. Внутри камеры крепится приспособление для исследования гидродинамических характеристик струй, состоящее из датчика и устройства перемещения по осям x и y . Отбор давления проводился с датчика, выполненного в виде трубки Пито — Прандтля диаметром приемного отверстия 0,3 мм, соединенного гибким шлангом с образцовым манометром класса 0,6. Погрешность измерений была в пределах 6 %. Все приборы проверены специальной лабораторией.

Экспериментальные исследования по определению параметров изменения полного давления p_t вдоль оси струи, статического давления p_s в ее сечении и геометрии области кавитации проведены на коническом сопле с внутренним диаметром $d_0 = 2$ мм и длиной цилиндрического участка на выходе $l = 4$ мм (рис. 1, а). Подводимое к экспериментальному участку давление (на срезе сопла) $p_0 = 10$ МПа, противодействие в затопленной камере $p_k 0,1 \dots 2,5$ МПа. Для получения геометрических характеристик кавитационных каверн были сделаны фотографии кавитационных струй, истекающих в камеру из выбранной насадки.

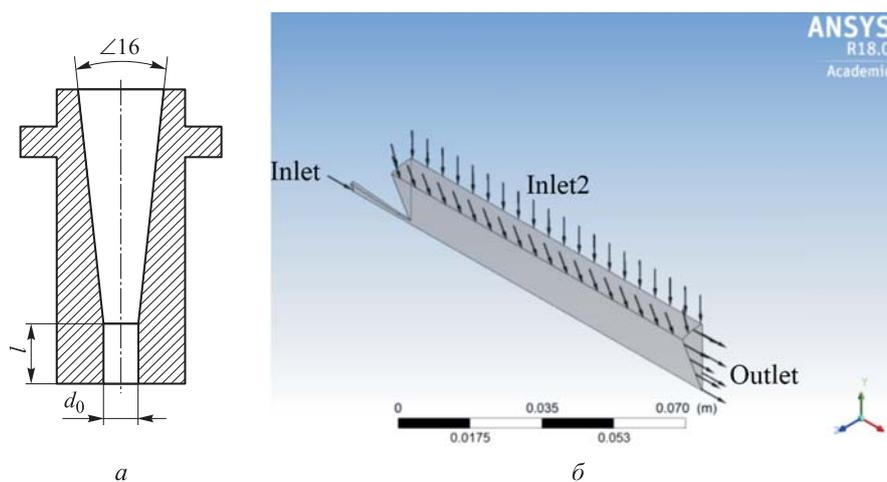


Рис. 1. Конструкция сопла (а) и геометрия модели (б)

Методика CFD-моделирования. Для построения геометрии сопла и области истечения струи выбрана программа *Design Modeler*, интегрированная в комплекс *ANSYS Workbench 18.0*. Размеры модели соответствуют соплу, которое использовано в эксперименте. С учетом осесимметричности процессов, происходящих в затопленной струе, истекающей из цилиндрического канала, построена двумерная геометрия модели сечения плоскостью по центральной линии струи, которая с помощью команды *Revolve* повернута относительно оси x на угол 20° (рис. 1, б). Подобная модель позволяет создать качественную сетку, удобна для указания сечений входа (*Inlet*), выхода (*Outlet*), плоскости симметрии (*Symmetry*) и стенок установки (*Walls*) и дает возможность получить значимые результаты решения за относительно небольшое время.

Сгенерированная сеточная модель тетраэдрического типа состоит из 0,5 млн элементов и 110 тыс. узлов. Последовательное уменьшение размеров элементов в 2 раза привело к изменению анализируемого результата давления не более чем на 5 % и объемной доли содержания пара в пределах 1 %, проявляющемуся в основном в конце кавитационной каверны.

Решение задачи в *CFX-Solver*, основанное на конечно-объемном методе, проходило в два этапа. На первом этапе было получено сошедшее решение с включенной моделью кавитации, на втором — полученные данные импортирова-

лись в продублированный CFX-решатель и выполнялся анализ кавитационной струи. Начало формирования задачи в препроцессоре CFX связано с заданием материала тела основного домена и опорного давления. Для этого во вкладке *Basic Settings* («Основные настройки») выбрана вода (*Material — Water*) и *Reference Pressure* 0,1 МПа. Особенности процесса течения жидкости, указанные во вкладке *Fluid Models*, соответствуют однородной несжимаемой жидкости при изотермических условиях истечения. Температура жидкости 25 °С. Принятая модель турбулентности потока — *Shear Stress Transport (SST)*. Эта модель хорошо рассчитывает течения как в близи стенки, так и в остальном потоке, стабильна и не требует больших вычислительных ресурсов [15]. Параметры входа (*Inlet*) заданы в окне *Mass and Momentum*, полное давление (*Total Pressure*) 10 МПа, давление выхода (*Outlet*) и статическое давление (*Static Pressure*) изменялось в пределах 0,1...2,5 МПа. В целях моделирования давления в испытательной камере p_k боковой поверхности было присвоено название *Inlet2* с граничным условием «вход» (*Inlet*) при статическом давлении, равном давлению выхода в численном эксперименте.

Для анализа кавитационных характеристик струи на панели *Details of Default Domain in Flow Analysis* во вкладке *Basic Setting* в поле *Fluid and Particle Definition* (поле определения жидкости и газа) добавлена область *Vapour*. Материал водяной пар при температуре 25 °С (*Water Vapour at 25 °C*), *Reference Pressure* 100 кПа, модель жидкости (*Fluid Models*) однородная (*Homogeneous*), процесс изотермический. Кавитация задана во вкладке *Fluid pair Models* (Модели жидкости и пара), опция *Cavitation*. Во входном сечении *Inlet* определена объемная доля воды (*Water-1*) и пара (*Vapour-0*).

В ANSYS CFX предоставляется выбор между моделью кавитации, основанной на уравнении Рэля — Плессета, и «пользовательским» (*User Defined*) вариантом, в котором могут дополнительно указываться математические выражения для определения скорости межфазного массопереноса или давления насыщенного пара, а также устанавливаться дополнительные параметры, использующиеся по умолчанию в модели Рэля — Плессета.

При моделировании использована функция кавитации в ANSYS CFX, которая основана на уравнении Рэля — Плессета:

$$R \frac{d^2 R}{dt^2} + \frac{2}{3} \left(\frac{dR}{dt} \right)^2 + \frac{2\sigma}{\rho R} = \frac{p_n - p}{\rho},$$

где R — радиус кавитационного пузырька; σ — коэффициент поверхностного натяжения между жидкостью и паром; ρ — плотность жидкости; p_n — давление внутри пузырька (в модели давление насыщенных паров); p — локальное давление в жидкости (абсолютное давление CFD-решателя).

Решить приведенное выше уравнение в общем виде невозможно, поэтому в модели Рэля — Плессета ANSYS CFX его упрощают, пренебрегая вторым порядком и поверхностным натяжением жидкости:

$$\frac{dR}{dt} = \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_n - p}{\rho}}.$$

Скорость изменения объема пузырьков пара рассчитывается как

$$\frac{dV}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{4}{3} \pi R^3 \right) = 4\pi R^2 \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_n - p}{\rho}},$$

а скорость изменения массы — как

$$\frac{dm}{dt} = 4\pi R^2 \rho_g \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_n - p}{\rho}}.$$

Уравнения, выражающие соотношения масс выделившегося и сконденсированного пара, принятые в расчете, имеют вид [10]

$$m^+ = F^+ \frac{3\alpha_0 \rho_g}{R_0} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_n - p}{\rho}}, \quad p < p_n;$$

$$m^- = -F^- \frac{3\alpha_0 (1 - \alpha) \rho_g}{R_0} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_n - p}{\rho}}, \quad p > p_n,$$

где F^+ , F^- — константы моделирования; α_0 — коэффициент связи объемной доли пара с массовой; ρ_g — плотность паровой фазы; R_0 — начальный радиус пузырька.

Модель Рэля — Плессета учитывает два фактора: 1) скорость роста пузырька; 2) статистический характер распределения пузырьков в кавитационном потоке. Объемная доля пара в ячейке учитывается статистически на основе определения числа n зародышей и их радиусов R_0 и определяется по формуле

$$\alpha_0 = \frac{4}{3} \pi R_0^3 n.$$

Модель кавитации Рэля — Плессета, реализуемая в *ANSYS CFX*, требует задания таких параметров, как средний диаметр пузырька и давление насыщенного пара. По данным различных работ [10, 16, 17], радиус пузырька в конце сжатия R_{\min} , как правило, находится в пределах $10^{-7} \dots 10^{-8}$ м при начальном радиусе $R_0 = 1 \cdot 10^{-6}$ м. Таким образом, изменение объема пузырька составляет не менее 1000, что и вызывает экстремальную концентрацию первоначально запасенной пузырьком энергии. Основной диаметр пузырьков пара (*Main Diameter*) в уравнении Рэля — Плессета принят равным $2 \cdot 10^{-6}$ м, давление насыщенных паров (*Saturation Pressure*) с учетом температуры моделируемой жидкости $25 \text{ }^\circ\text{C}$ — $p_n = 3170$ Па. Остальные параметры моделирования, выбранные по умолчанию, полагаются стандартными для большинства кавитационных течений.

Результаты и их обсуждение. Зависимость полного давления p_t от координаты x вдоль оси струи при различных противодавлениях p_k приведена на

рис. 2, а. При построении кривых выбрано 40 расчетных точек, 14 из которых с одинаковым шагом для каждого давления p_k показаны различными маркерами (см. рис. 2, а). На начальном этапе (до 15 мм) статическое давление затопленного пространства не оказывает значительного влияния на зависимость $p_t = f(x)$. Далее следует быстрый спад ($x = 30$ мм), при этом для больших значений давления p_k он происходит менее резко. На расстояниях вдоль оси $x > 30$ мм полное давление на оси кавитирующей струи плавно стремится к соответствующему статическому давлению в камере. Именно на участке до 30 мм наблюдается расхождение моделируемых и экспериментальных данных (рис. 2, б). На участке оси до 3...5 мм полное давление остается постоянным, затем происходит более заметное изменение интенсивности падения давления p_t в зависимости от противодействия. При этом с уменьшением давления p_k спад более плавный, но уже к $x = 30$ мм моделируемые и экспериментальные зависимости $p_t = f(x)$ практически совпадают.

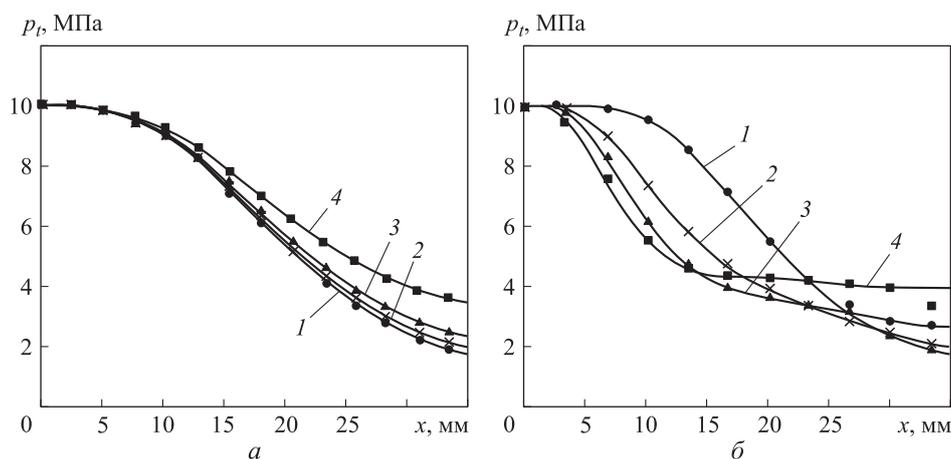


Рис. 2. Моделируемая в ANSYS CFX (а) и экспериментальная (б) зависимости полного давления p_t от координаты x вдоль оси струи при значениях давления $p_k = 0,1$ (1), 0,3 (2), 0,5 (3) и 2,5 (4) МПа

Для количественной оценки расхождения выполнено дифференцирование зависимостей $p_t = f(x)$, которые графически представлены для минимального и максимального значений давления p_k на рис. 3. Полученные градиенты давления неравномерно изменяются вдоль оси струи и имеют точку экстремума x_{\max} , которая наблюдается как в результатах моделирования (рис. 3, а), так и в экспериментальном исследовании (рис. 3, б). Однако из экспериментальных данных следует, что максимум градиента давления был больше и достигался на меньшем по сравнению с расчетными результатами расстоянии от среза сопла. Относительная погрешность градиента давления при $p_k = 0,5$ МПа составляла $\epsilon_{p1} = 19\%$ и координаты x_{\max} $\epsilon_{x1} = 6\%$. С увеличением противодействия p_k расхождение результатов моделиро-

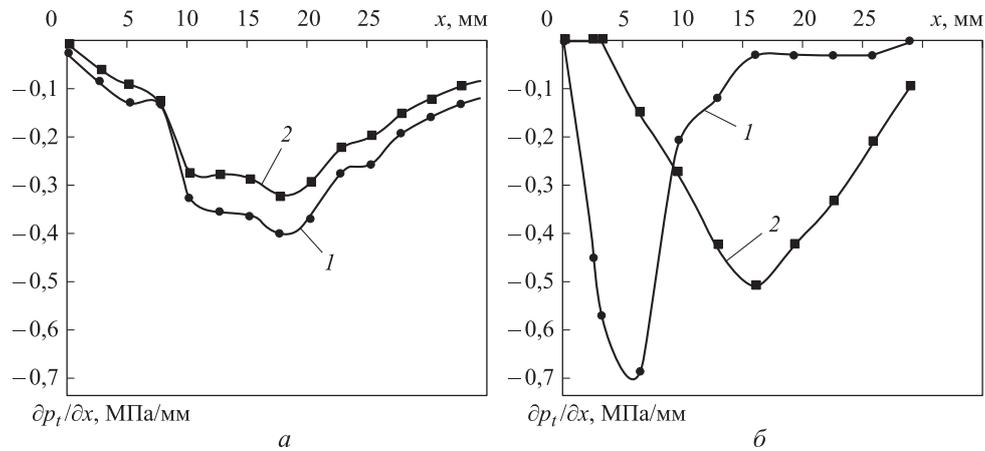


Рис. 3. Моделируемая в ANSYS CFX (а) и экспериментальная (б) зависимости градиента полного давления $\frac{dp_t}{dx}$ от координаты x вдоль оси струи при значениях давления $p_k = 0,1$ (1) и 2,5 (2) МПа

вания ANSYS CFX и экспериментальных данных возрастало, при $p_k = 2,5$ МПа погрешность для градиента давления равна $\varepsilon_{p2} = 43$ %, а для точки экстремума x_{\max} погрешность ε_{x1} увеличилась почти в 3 раза.

При движении в затопленном пространстве полное давление вдоль оси струи изменяется от значения на срезе сопла до давления в камере. В результате кавитации распространение струи происходит в среде с переменной плотностью, зависящей от концентрации пузырьков газа или пара. Переменность плотности существенно влияет на интенсивность изменения полного давления (см. рис. 2, б), что не учитывается в модели кавитации CFX, с этим и связано расхождение зависимостей $p_t = f(x)$, представленных на рис. 2, а и б.

Экспериментальные исследования изменения значений статического давления p_s по ширине струи проводились при тех же параметрах и с использованием того же сопла, что и при исследовании изменения значений полного давления. Статическое давление в струе фиксировалось миниатюрными датчиками, отстоящими от среза сопла до приемного отверстия на расстоянии $x = 1, 2$ и 3 мм. В качестве примера на рис. 4 приведены зависимости статического давления от ширины струйного затопленного потока при значениях противодействия $p_k = 0,5$ МПа.

Для сопоставления экспериментальных данных с численным расчетом CFX при обработке результатов на полученной модели были выделены три отрезка, параллельные оси y и расположенные с шагом 1 мм от среза сопла вдоль оси x . Каждый отрезок был разбит на 50 точек, в которых определялось давление $p_s = f(y)$. Результаты моделирования представлены на рис. 4 сплошными линиями.

Согласно анализу графических зависимостей (см. рис. 4), статическое давление существенно изменяется по ширине потока. Высокоскоростная струя жидкости, распространяющаяся в затопленной области при кавитационных

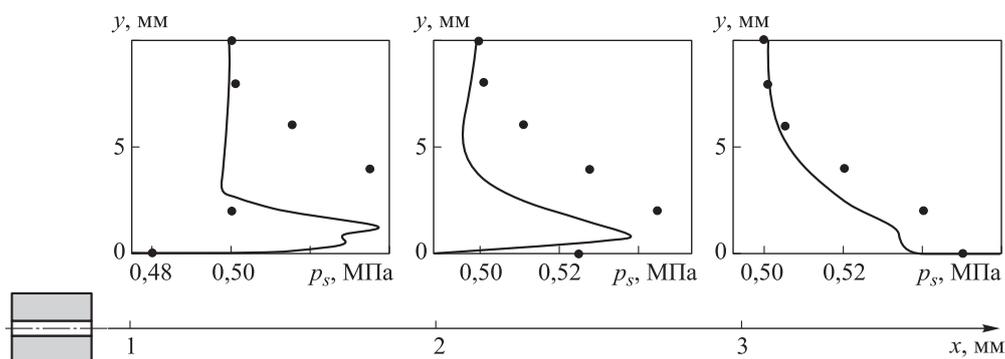


Рис. 4. Зависимость статического давления от ширины струи для трех координат $x = 1, 2, 3$ мм (точками обозначены экспериментальные данные, сплошными линиями — результат моделирования) при значении противодавления $p_k = 0,5$ МПа

режимах, в отличие от автомодельных струй не является изобарической. В поперечном сечении струи профиль статических давлений имеет сложный вид. При относительных расстояниях $X = x/d_0 < 2$ статическое давление p_s в центре струи меньше противодавления p_k , а в поперечном сечении при удалении от центра — превышает его. Это объясняется тем, что зарождение кавитационных пузырьков происходит на незначительной площади перехода струйного потока со среза сопла в затопленную полость и имеет в поперечном сечении тороидальный вид. В объеме тороида происходит интенсивное схлопывание кавитационных пузырьков, повышающих суммарное статическое давление в этой области. С увеличением противодавления p_k интенсивность повышения статического давления в струйном потоке выравнивается и его максимальное значение смещается к центру струи.

Схожее распределение по ширине струи наблюдается как для экспериментальных данных, так и для *CFX*-моделирования. Отличием полученных зависимостей $p_s = f(y)$ (см. рис. 4) является то, что тороид увеличенных давлений в условиях реального эксперимента имеет радиус, больший радиуса модели. Однако наличие разреженной области в центре струи совпадает для двух исследований. Средняя погрешность численного моделирования находилась в пределах 5,1 % для измерений вблизи края сопла на расстоянии $x = 1$ мм и уменьшалась до 1,1 % для $x = 3$ мм, что, учитывая параметры моделирования, является вполне допустимым разбросом данных.

Еще одна важная характеристика кавитационного потока — геометрия видимой зоны кавитации. Оценка разрушающей и эрозийной способности кавитационной струи часто связана с анализом длины и диаметра кавитационного «факела». Сопоставление *CFX*-модели и фотографий, полученных в результате экспериментальных наблюдений за истечением жидкости из сопла в кавитационном режиме, показано на рис. 5. Красным выделена область (рис. 5, *a*), где объемная доля пара составляет более 10^{-4} %.

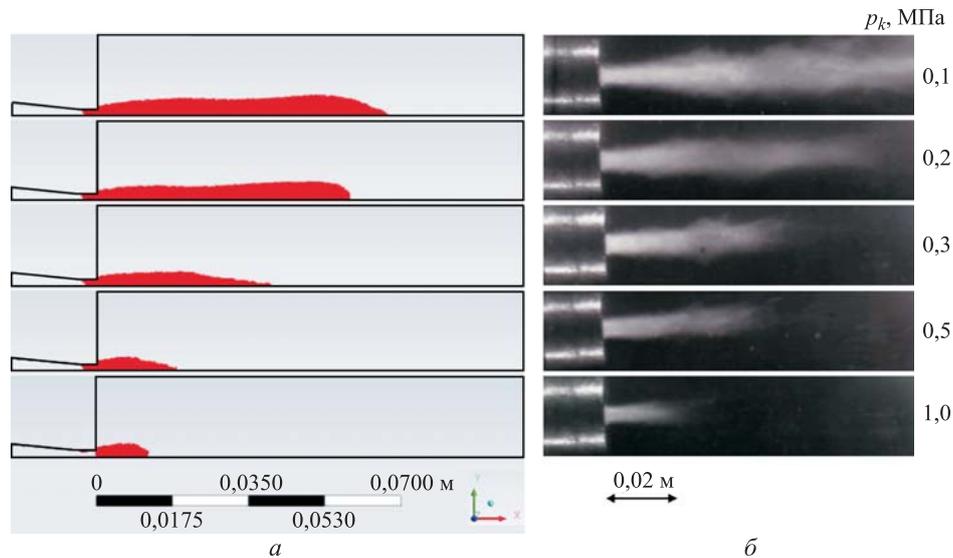


Рис. 5. CFX-модели (а) и фотографии (б), полученные в результате экспериментальных наблюдений за истечением жидкости из сопла в кавитационном режиме

В целом численный расчет с хорошей точностью совпадает с экспериментальными данными. Небольшое отличие геометрии области кавитации в основном проявляется при малых значениях противодействия p_k . Ожидать полного соответствия геометрии кавитационного течения, полученной с помощью *ANSYS CFX* и наблюдаемой экспериментально, не стоит. Расхождение теоретических и экспериментальных данных связано с наличием в реальных жидкостях различных примесей, включений и газов, которые являются «зародышами» кавитации и значительно снижают ее прочность. Таким образом, действительный объем кавитационной каверны должен быть больше полученного в численной модели.

Выводы. За исключением некоторых моментов, описанных в работе, численная модель программного комплекса *ANSYS CFX*, использованная в работе, достаточно точно может прогнозировать гидродинамические характеристики и геометрию кавитационного струйного истечения. Отличие интенсивности спада полного давления вдоль оси струи и распределения статических давлений по ее ширине наиболее сильно проявляется вблизи среза сопла на относительных расстояниях $X = x/d_0 < 2$. Для этой области характерно непрерывное образование большого числа быстро перемещающихся кавитационных пузырьков. Они взрывоподобно растут и затем переносятся тонким слоем жидкости вдоль поверхности раздела каверны. В условии развитой кавитации происходит сильная деформация струйного потока, что вносит определенные расхождения в экспериментальные и расчетные данные, которые могут быть устранены за счет введения дополнительных условий в процессе CFX-моделирования.

Выполненные сопоставления экспериментальных данных и результатов численного моделирования истечения затопленной струи воды способствуют дальнейшему расширению области применения гидродинамической кавитации

в практических приложениях. В исследованиях механического воздействия на различного рода образования и обрастания при построении модели истечения жидкости в кавитационном режиме на преграду следует обратить внимание на указанные отличия и количественные оценки относительной погрешности. Кроме того, полученные результаты должны учитываться при моделировании возможных дефектов кавитаторов: нарушения соосности; неровностей; остаточного сруба внутри сопла. Таким образом, проведенные исследования позволяют облегчить и ускорить процесс разработки кавитационных насадок, выполнить быструю оценку их гидродинамических параметров, выбрать оптимальную схему для практического применения кавитации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Промтов М.А. Перспективы применения кавитационных технологий для интенсификации химико-технологических процессов // Вестник ТГТУ. 2008. Т. 14. № 4. С. 861–869.
2. Федоткин И.М., Гулый И.С. Кавитация, кавитационная техника и технология, их использование в промышленности. Ч. 2. Киев: АО «ОКО», 2000. 898 с.
3. Ахметов Ю.М., Калимуллин Р.Р., Константинов С.Ю., Хакимов Р.Ф., Целищев Д.В. Исследование гидродинамических и термодинамических процессов высоконапорного многофазного вихревого течения жидкости // Вестник УГАТУ. 2012. Т. 16. № 2 (47). С. 163–168.
4. Промтов М.А., Акулин В.В. Механизмы генерирования тепла в роторном импульсном аппарате // Вестник ТГТУ. 2006. Т. 12. № 2А. С. 364–369.
5. Родионов В.П. Струйная суперкавитационная эрозия. Краснодар: ГОУВПО КубГТУ, 2005. 223 с.
6. Родионов В.П. Суперкавитационная струйная экотехнология водолазных работ. Краснодар: ГОУВПО КубГТУ, 2015. 160 с.
7. Ладенко А.А., Родионов В.П., Ладенко Н.В. Суперкавитационная технология очистки систем водоотведения // Научно-технический журнал «Энергоснабжение и водоотведение». 2016. Т. 103. №5. С. 77–79.
8. Валухов С.Г., Кретинин А.В., Галдин Д.Н., Баранов С.С. Оптимизационное проектирование проточной части магистрального нефтяного насоса с использованием TURBO-инструментов ANSYS // Насосы. Турбины. Системы. 2015. Т. 14. № 1. С. 56–68.
9. ANSYS CFX. Computer simulation helps design more efficient water pumps // World Pumps. 2004. No. 453. P. 32–34. DOI: 10.1016/S0262-1762(04)00228-7
10. Tsutsumi K., Watanabe S., Tsuda S., Yamaguchi T. Cavitation simulation of automotive torque converter using a homogeneous cavitation model // European Journal of Mechanics — B/Fluids. 2017. Vol. 61. No. 2. P. 263–270. DOI: 10.1016/j.euromechflu.2016.09.001
11. Алексенский В.А., Жарковский А.А., Пугачев П.В. Расчетное определение кавитационных характеристик центробежных насосов // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2011. Т. 13. № 1 (2). С. 411–414.
12. Алексеев Д.П., Кузьмин А.В., Чулюнин А.Ю. Численное моделирование кавитации в центробежном насосе // Международный научно-исследовательский журнал. 2014. Т. 24. № 5. С. 121–125.

13. Хафизов Ф.Ш., Александров А.А., Суцев С.П., Абуталитова Е.М., Хафизов И.Ф. Моделирование и метод расчета кавитационно-вихревого аппарата // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Естественные науки. 2017. № 1. С. 78–91. DOI: 10.18698/1812-3368-2017-1-78-91
14. Likhachev D.S. CFD of stationary supercavitating evaporator with steam extraction in constrained stream // Journal of Siberian Federal University. Engineering & Technologies. 2011. No. 4. P. 474–488.
15. Калимуллин Р.Р., Яминова Е.М., Шестерякова Н.В. Выбор модели турбулентности при моделировании вихревого течения жидкости в теплогенераторе // Гидравлика. 2016. № 1. С. 60–66.
16. Константинов С.Ю. Методики аналитического и численного расчета гидравлических характеристик и конструктивных параметров струйно-кавитационного стабилизатора расхода: Дис. ... канд. техн. наук. Уфа, 2015. 131 с.
17. Смородов Е.А., Галиахметов Р.Н., Ильгамов М.А. Физика и химия кавитации. М.: Наука, 2008. 226 с.

Уколов Алексей Иванович — канд. физ.-мат. наук, доцент кафедры «Математика, физика и информатика» Керченского государственного морского технологического университета (Российская Федерация, Республика Крым, 298309, Керчь, ул. Орджоникидзе, д. 82).

Родионов Виктор Петрович — д-р техн. наук, профессор кафедры «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов» Кубанского государственного технологического университета (Российская Федерация, 350072, Краснодар, ул. Московская, д. 2).

Просьба сослаться на эту статью следующим образом:

Уколов А.И., Родионов В.П. Верификация результатов численного моделирования и экспериментальных данных влияния кавитации на гидродинамические характеристики струйного потока // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Естественные науки. 2018. № 4. С. 102–114. DOI: 10.18698/1812-3368-2018-4-102-114

**VERIFICATION OF NUMERICAL SIMULATION RESULTS
AND EXPERIMENTAL DATA OF THE CAVITATION INFLUENCE
ON HYDRODYNAMIC CHARACTERISTICS OF A JET FLOW**

A.I. Ukolov¹

ukolov_aleksei@mail.ru

V.P. Rodionov²

vik-rodio@yandex.ru

¹ Kerch State Marine Technological University, Kerch, Republic of Crimea,
Russian Federation

² Kuban State Technological University, Krasnodar, Russian Federation

Abstract

The work experimentally studied the regularities of the cavitation influence on hydrodynamic characteristics of a jet flow. The parameters of the change in the total pressure p_t along the axis of the jet, the static p_s in its cross section, and the geometry of the cavitation region are determined.

Keywords

Cavitation, flooded jet, pressure, computer simulation, ANSYS CFX

The results were obtained on a conical nozzle with an internal diameter $d_0 = 2$ mm and a length of the cylindrical section at the output $l = 4$ mm. The pressure applied to the experimental section (at the nozzle inlet) p_0 was 10 MPa, the back pressure in the flooded chamber p_k varied from 0.1 to 2.5 MPa. Using the software package *ANSYS CFX*, the geometry of the model was constructed and the cavitation flow of liquid from the nozzle identical to the prototype was calculated. Comparative analysis of the experimental data and computer simulation results obtained using the *ANSYS CFX* is made. It is shown that the standard cavitation function of the software complex *ANSYS CFX* can accurately predict the hydrodynamic characteristics and geometry of the cavitation jet flow. The difference is observed in the intensity of the total pressure drop on the axis of the jet and the distribution of static pressures along its width is most distinct near the nozzle cut at relative distances $X = x/d_0 < 2$. This region is characterized by the continuous formation of a large number of rapidly moving cavitation bubbles. They explosively grow and then are transported by a thin layer of liquid along the surface of the cavity. In the condition of developed cavitation, there is a strong deformation of the jet flow, which introduces certain discrepancies between the experimental and calculated data. Basically, *ANSYS CFX* simulation is in good agreement with the experimental data, which allows us to use it in future to analyze the quality of cavitators, and to predict the destructive ability of the cavitation flow

Received 13.09.2017

© BMSTU, 2018

REFERENCES

- [1] Promtov M.A. Prospects of cavitation technologies application for intensification of chemical technological processes. *Vestnik TSTU*, 2008, vol. 14, no. 4, pp. 861–869 (in Russ.).
- [2] Fedotkin I.M., Gulyj I.S. Kavitatsiya, kavitatsionnaya tekhnika i tekhnologiya, ikh ispol'zovaniye v promyshlennosti. Ch. 2 [Cavitation, cavitation technology and technology, their use in industry. P. 2]. Kiev, AO "OKO" Publ., 2000. 898 p.
- [3] Ahmetov Yu.M., Kalimullin R.R., Konstantinov S.Yu., Hakimov R.F., Celishchev D.V. Investigation of hydrodynamic and thermodynamic processes of high-pressure multiphase vortex fluid flow. *Vestnik UGATU*, 2012, vol. 16, no. 2 (47), pp. 163–168 (in Russ.).
- [4] Promtov M.A., Akulin V.V. Mechanisms of heat generation in a rotary pulse apparatus. *Vestnik TSTU*, 2006, vol. 12, no. 2A, pp. 364–369 (in Russ.).
- [5] Rodionov V.P. Struynaya superkavitatsionnaya eroziya [Jet super cavitation erosion]. Krasnodar, GOUVPO KubGTU Publ., 2005, 223 p.
- [6] Rodionov V.P. Superkavitatsionnaya struynaya ekotekhnologiya vodolaznykh rabot [Supercavitational jet diving ecotechnology]. Krasnodar, GOUVPO KubGTU Publ., 2015, 160 p.

- [7] Ladenko A.A., Rodionov V.P., Ladenko N.V. Superhydrocavitational technology of cleaning of systems of water disposal. *Nauchno-tekhnicheskiy zhurnal "Energosnabzhenie i vodootvedenie"*, 2016, vol. 103, no. 5, pp. 77–79 (in Russ.).
- [8] Valyuhov S.G., Kretinin A.V., Galdin D.N., Baranov S.S. Optimizing design of the flowing part of the main oil pump with use of TURBO of the ANSYS tools. *Pumps. Turbines. Systems*, 2015, vol. 14, no. 1, pp. 56–68 (in Russ.).
- [9] ANSYS CFX. Computer simulation helps design more efficient water pumps. *World Pumps*, 2004, no. 453, pp. 32–34. DOI: 10.1016/S0262-1762(04)00228-7
- [10] Tsutsumi K., Watanabe S., Tsuda S., Yamaguchi T. Cavitation simulation of automotive torque converter using a homogeneous cavitation model. *European Journal of Mechanics — B/Fluids*, 2017, vol. 61, no. 2, pp. 263–270. DOI: 10.1016/j.euromechflu.2016.09.001
- [11] Aleksensky V.A., Zharkovsky A.A., Pugachev P.V. Calculation definition of centrifugal pumps cavitation characteristics. *Proceedings of the Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences*, 2011, vol. 13, no. 1 (2), pp. 411–414 (in Russ.).
- [12] Alekseev D.P., Kuzmin A.V., Chulyunin A.Y. Numerical simulation of cavitation in centrifugal pump. *Research Journal of International Studies*, 2014, vol. 24, no. 5, pp. 121–125 (in Russ.).
- [13] Khafizov F.Sh., Aleksandrov A.A., Sushchev S.P., Abutalipova E.M., Khafizov I.F. Simulation and calculation method of the vortex cavitation device. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Estestv. Nauki* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Nat. Sci.], 2017, no. 1, pp. 78–91 (in Russ.). DOI: 10.18698/1812-3368-2017-1-78-91
- [14] Likhachev D.S. CFD of stationary supercavitating evaporator with steam extraction in constrained stream. *Journal of Siberian Federal University. Engineering & Technologies*, 2011, no. 4, pp. 474–488.
- [15] Kalimullin R.R., Yaminova E.M., Shesteryakova N.V. Choice of the model of turbulence in modeling the vortex flow of a fluid in a heat generator. *Hydraulics*, 2016, no. 1, pp. 60–66 (in Russ.).
- [16] Konstantinov S.Yu. Metodiki analiticheskogo i chislennogo rascheta gidravlicheskih kharakteristik i konstruktivnykh parametrov struyno-kavitatsionnogo stabilizatora rashoda. Dis. kand. tekhn. nauk [Methods of analytical and numerical calculation of hydraulic characteristics and design parameters of jet-cavitational flow stabilizer. Dis. Cand. Sc.]. Ufa, 2015. 131 p.
- [17] Smorodov E.A., Galiahetov R.N., Il'gamov M.A. Fizika i khimiya kavitatsii [Physics and chemistry of cavitation]. Moscow, Nauka Publ., 2008, 226 p.

Ukolov A.I. — Cand. Sc. (Phys.-Math.), Assoc. Professor, Department of Mathematics, Kerch State Marine Technological University (Ordzhonikidze ul. 82, Kerch, Republic of Crimea, 298309 Russian Federation).

Rodionov V.P. — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Department of Machines and Equipment of Oil and Gas Fields, Kuban State Technological University (Moskovskay ul. 2, Krasnodar, 350072 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Ukolov A.I., Rodionov V.P. Verification of Numerical Simulation Results and Experimental Data of the Cavitation Influence on Hydrodynamic Characteristics of a Jet Flow. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Estestv. Nauki* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Nat. Sci.], 2018, no. 4, pp. 102–114 (in Russ.). DOI: 10.18698/1812-3368-2018-4-102-114