



DOI 10.8562/JEST.214.24
УДК 62–3:532:534:536.24

*А.С. Грицай, А.В. Каплиенко,
Д.Н. Донченко, Б.Б. Пайчадзе*

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В РЕГУЛИРУЮЩЕМ КРАНЕ ПОВОРОТНО-ЗОЛОТНИКОВОГО ТИПА

*A.S. Gricay, A.V. Kaplienko,
D.N. Donchenko, B.B. Paychadze*

HYDRODYNAMIC PROCESSES IN ROTARY SLIDE VALVE

В процессе испытаний опытной конструкции поворотного-золотникового регулирующего крана (ПЗК) зафиксированы негативные явления, препятствующие его нормальной работе в заданном диапазоне параметров рабочей среды. К ним относятся: возникновение значительного усилия на сервоприводе, препятствующего открытию ПЗК при течении пароводяного потока, а также интенсивные вибрации, приводящие к повреждениям ПЗК при течении перегретого пара. Для анализа причин указанных эффектов выполнены 3D-расчеты гидродинамики проточной части ПЗК с помощью пакета STAR-CD и 3D-расчеты термомеханического состояния конструкции ПЗК с помощью пакета ANSYS Mechanical. Расчеты температурного и напряженно-деформированного состояния показали, что деформация конструкции под действием температурных градиентов при существующей величине зазоров не может привести к увеличению сил трения, тормозящих движение золотника ПЗК при его открытии. Результаты целенаправленных экспериментов показали, что противодействие открытию ПЗК оказывают гидродинамические силы, величина которых зависит от параметров рабочего тела и степени открытия ПЗК. Расчетами гидродинамики обосновано улучшение вибрационного состояния ПЗК при реверсивном направлении течения рабочего тела.

ПОВОРОТНО-ЗОЛОТНИКОВЫЙ РЕГУЛИРУЮЩИЙ КРАН; ИСПЫТАНИЯ; РАСЧЕТЫ; ГИДРОДИНАМИКА; ТЕРМОМЕХАНИКА; ВИБРАЦИИ.

Testing of the rotary slide valve (RSV) model prototype has revealed adverse effects which do not allow RSV to operate normally within a specified range of fluid parameters. These adverse effects include an occurrence of a significant force that acts on the servo actuator for the valve, thus preventing RSV from opening when water-steam mixture is flowing, and violent vibrations leading to RSV damage when superheated steam is flowing. The possible causes of these effects have been analyzed based on 3D calculations of hydrodynamic properties of RSV flow passage using the STAR-CD package and 3D calculations of thermal mechanical behavior of RSV structure using the ANSYS Mechanical package. The temperature and stress-strained state calculations have shown that for the existing valve clearances the structure deformation under temperature gradients cannot cause an increase in the friction forces which hamper the slide movement for opening RSV. Results of special-purpose experiments have demonstrated that it is hydrodynamic forces that prevent RSV from opening and the value of these forces is determined by the fluid parameters and degree of RSV opening. The hydrodynamic calculations have demonstrated improvement in the RSV vibration behavior under reverse fluid flow.

ROTARY SLIDE VALVE, TESTING, CALCULATIONS, HYDRODYNAMICS, THERMAL MECHANICS, VIBRATIONS.

Введение

Одним из типов арматуры, применяемой для регулирования расхода воды и пара в основных линиях энергетических систем, является пово-

ротного-золотниковый кран (ПЗК). Его преимущество по сравнению с применяемыми с той же целью регулирующими клапанами и шиберными задвижками заключается в существенно лучших

массо-габаритных характеристиках [1, 2]. В то же время стремление к сокращению габаритов в сочетании с высокими параметрами пара может приводить к ухудшению вибрационного состояния ПЗК, особенно при сверхкритических перепадах давления и обусловленных ими звуковых и сверхзвуковых течениях рабочей среды в проточной части ПЗК [3]. Дополнительные сложности проектирования ПЗК по сравнению, например, с клапанами могут быть связаны с выбором силовых характеристик привода, который должен обеспечивать заданную скоростную характеристику ПЗК [4] в условиях неопределенности нагрузки, препятствующей повороту золотника.

Особенностью ПЗК, разработанного в ОАО «Калужский турбинный завод» для регулирования расхода на стенде испытаний оборудования паротурбинных установок, является широкий диапазон изменения параметров рабочей среды — от холодной воды до перегретого пара при давлении до 7 МПа. В процессе отработки конструкции ПЗК столкнулись со следующими негативными явлениями:

замедлением скорости перемещения ПЗК при его открытии вплоть до полного останова при определенных параметрах потока;

интенсивными вибрациями, приводящими в отдельных случаях к повреждениям ПЗК.

Цель настоящей статьи — анализ причин, которые обуславливают ограничения функционирования разрабатываемого ПЗК, и способов их устранения.

Анализ процессов, препятствующих открытию ПЗК

По итогам предварительного анализа проблемных ситуаций с открытием ПЗК (так называемое «заклинивание») были выдвинуты две гипотезы, с разных позиций объяснявшие природу и причины данного явления.

Первая из них — термомеханическая — связывала «заклинивание» с действием сил трения между золотником и гильзой, что обусловлено деформацией корпуса ПЗК, возникающей из-за уменьшения температуры теплоносителя при его дросселировании в проточной части ПЗК. В пользу этой гипотезы говорил тот факт, что «заклинивание» во всех случаях происходило в условиях сильного дросселирования потока — при малых степенях открытия ПЗК и при параметрах рабо-

чей среды, изменяющихся в сравнительно узком диапазоне от слабо недогретой до температуры насыщения воды до высоковлажного пара.

Вторая гипотеза — гидродинамическая — объясняла останов ПЗК гидродинамическим воздействием потока теплоносителя, протекающего в проточной части ПЗК при большом перепаде давления (вплоть до критического истечения) и действующего в тангенциальном направлении на золотник крана.

Для проверки термомеханической гипотезы были проведены 3D-расчеты температурного и напряженно-деформированного состояния ПЗК с использованием кода ANSYS Mechanical [5]. Расчеты проводились в консервативной постановке в граничных условиях, соответствующих «заклиниванию».

Конечно-элементная модель, распределение температуры в ПЗК и деформированная конструкция его корпуса представлены на рис. 1–3. На рис. 1 обозначены основные элементы ПЗК, за исключением окон гильзы, ответных по отношению к окнам во втулке золотника, и отверстий в периферийных частях гильзы. Схема движения потока в проточной части ПЗК следующая. Рабочая среда из входного патрубка последовательно через окна гильзы и окна во втулке золотника поступает во внутреннюю полость втулки золотника, внутреннюю полость гильзы и (через отверстия в периферийных частях гильзы) к выходному патрубку.

Результаты расчета распределения температур в ПЗК, представленные на рис. 2, показывают, что различие температур корпусных элементов в области контакта с пароводяным потоком составляет приблизительно 100 °С. Низкая температура в области поворотного узла обусловлена стоком тепла к приводу. Последнее обстоятельство, как и искажение конфигурации выходного патрубка из-за задания в расчете нулевых перемещений на его торце, не оказывает влияния на деформационное состояние конструкции, показанное на рис. 3. В соответствии с распределением температуры основные деформации происходят в плоскости, проходящей через оси золотника и патрубков ПЗК. Они приводят к нарушению соосности опор золотника и искривлению оси гильзы.

По результатам расчетов было установлено: несмотря на температурные деформации, при-



нятые величины зазоров достаточны, чтобы предотвратить «защемление» вала в подшипниках и касание золотником гильзы, которые могли бы привести к существенному увеличению сил трения. Следовательно, «заклинивание» ПЗК может быть связано только с действием на золотник гидродинамических сил.

Вместе с тем не представлялось возможным проверить гидродинамическую гипотезу проведением соответствующих расчетов с помощью современных 3D-кодов, предназначенных для моделирования течения жидкости и газа, т. к. они не воспроизводят весь спектр теплогидравлических процессов, характерных для условий работы ПЗК, в частности фазовые переходы, а также возможные акустические эффекты в двухфазной области.

Единственным способом подтверждения или опровержения гидродинамической гипотезы «заклинивания» ПЗК оставалась ее непосредственная экспериментальная проверка, при которой необходимо было исследовать влияние гидродинамических параметров потока на поведение ПЗК в «заклиненном» состоянии.

Упрощенная гидравлическая схема, облегчающая понимание описываемых далее двух экспериментов, изображена на рис. 4.

На первом этапе — подготовительном — создавались условия, при которых происходило «заклинивание» ПЗК. С этой целью на вход ПЗК подавался влажный пар, получаемый смешением острого пара от котельной и питательной воды. Степень S открытия ПЗК составляла не более 10 %.

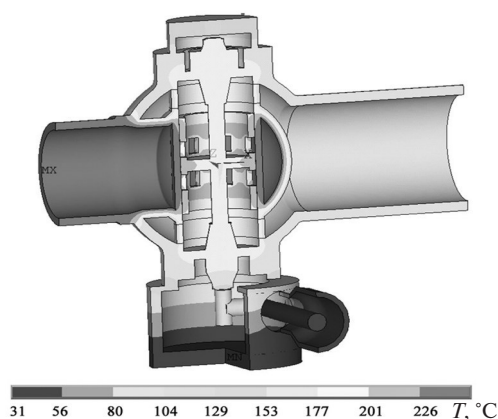


Рис. 2. Распределение температуры в ПЗК

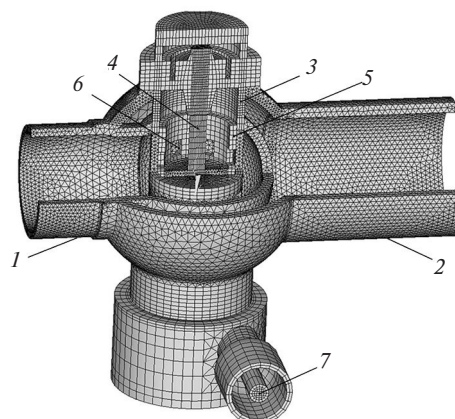


Рис. 1. Конечно-элементная модель ПЗК: 1 — входной патрубок; 2 — выходной патрубок; 3 — гильза; 4 — вал золотника; 5 — втулка золотника; 6 — окна во втулке золотника; 7 — шток привода

После подготовки рабочей среды формировался управляющий сигнал на открытие ПЗК до положения $S = 30\%$. В результате действия препятствующей открытию нагрузки золотник останавливался, не достигая заданного положения, при степени открытия ПЗК 12–13 %. Величина нагрузки рассчитывалась по перепаду давления в гидравлической системе привода ПЗК. Следует подчеркнуть, что температурный перекоп при «заклинивании», обусловленный дросселированием потока, был максимальным.

Далее были реализованы два сценария. В первом из них в условиях продолжения действия управляющего сигнала на открытие и нахождении ПЗК в «заклиненном» состоянии

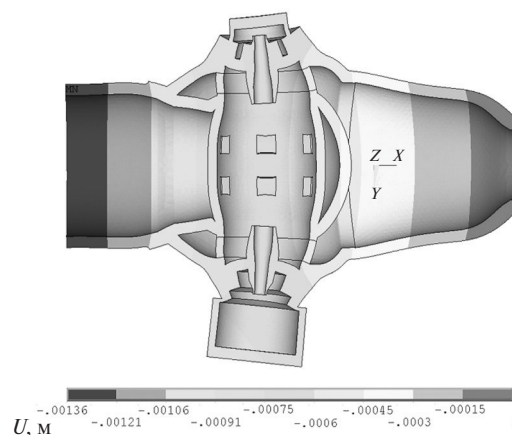


Рис. 3. Деформированная конструкция корпуса ПЗК (перемещения утрированы)

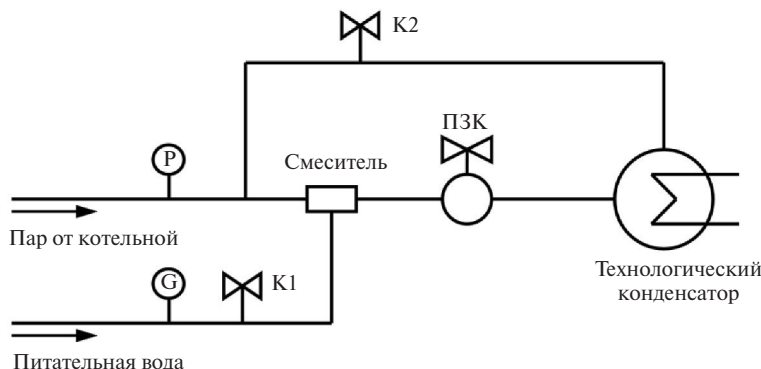


Рис. 4. Гидравлическая схема стенда

путем закрытия клапана *K1* резко прекращался впрыск увлажняющей пар воды, а во втором — быстрым открытием *K2* уменьшалось давление перед ПЗК. Изменение основных параметров в опыте с прекращением впрыска воды представлено на рис. 5, в опыте с изменением давления — на рис. 6.

Как следует из рис. 5, 6, вносимые возмущения по теплогидравлическим параметрам потока приводили к скачкообразному падению препятствующей открытию нагрузки, вследствие чего ПЗК быстро открывался до заданного значения. Поскольку в обоих опытах температурное состояние ПЗК измениться не успевало, то действующим фактором могло быть только изменение гидродинамики потока.

В последующей серии опытов была определена область максимальных гидродинамических нагрузок, действующих на золотник ПЗК в сторону закрытия, и их величина. Было уста-

новлено, что максимум нагрузки (суммарной с нагрузкой сил трения) приблизительно соответствует состоянию насыщенной воды. При смещении параметров в области перегретого пара либо сильно недогретой воды величина нагрузки уменьшается. Более детальные исследования для области насыщенной воды, результаты которых представлены на рис. 7, показали, что нагрузка возрастает с увеличением входного давления.

Последний эффект качественно согласуется с зависимостью реактивной силы от давления при истечении из сопел и насадков недогретой и насыщенной воды и двухфазных потоков [6–9].

Полученные результаты экспериментов позволили определить требуемое усилие, которое должен развивать привод для беспрепятственного открытия ПЗК во всем диапазоне изменения параметров рабочей среды.

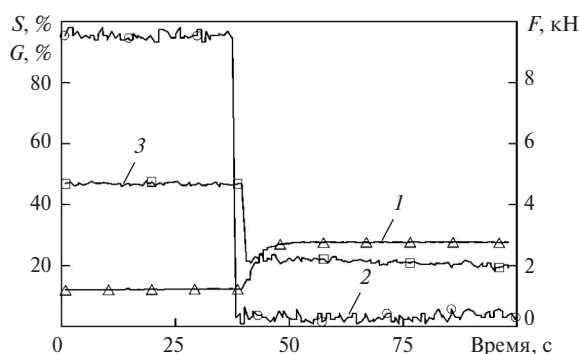


Рис. 5. Открытие ПЗК при отключении расхода увлажняющей воды (1 — положение штока ПЗК; 2 — расход увлажняющей воды; 3 — нагрузка на привод ПЗК)

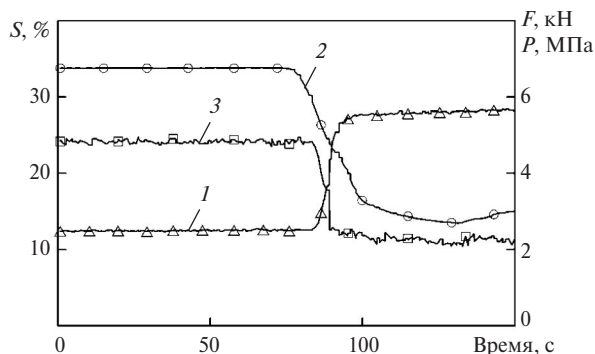


Рис. 6. Открытие ПЗК при уменьшении давления на входе (1 — положение штока ПЗК; 2 — давление перед ПЗК; 3 — нагрузка на привод ПЗК)

Анализ вибрационного состояния ПЗК

Наряду с «заклиниванием» существенные ограничения по параметрам рабочей среды вносили интенсивные высокочастотные вибрации, которые развивались при работе на перегретом паре в области малых открытий и при закрытом положении ПЗК начиная с давления на входе приблизительно 4 МПа. На рис. 8 представлен характерный спектр виброскорости w , измеренной на корпусе ПЗК, в диапазоне частот от $f = 60$ до $f = 3200$ Гц. Резкие всплески виброскорости наблюдаются на частоте приблизительно $f = 1000$ Гц с уменьшением на 2-й и 3-й гармониках. Работа в условиях высокочастотных вибраций неоднократно приводила к повреждениям элементов ПЗК. Поэтому в его конструкцию пери-

одически вносились те или иные изменения, направленные на подавление указанных вибраций.

Очевидно, что вибрации связаны с особенностями гидродинамических процессов, которые, в частности, характеризуются струйным высокоскоростным течением пара на выходе из окон втулки золотника (см. рис. 9, 3D-расчетов, выполненных с использованием кода STAR-CD [10]). Непосредственной причиной вибраций, по-видимому, является акустический резонанс в полости втулки золотника. В пользу этого предположения свидетельствует сохранение интенсивных вибраций ПЗК при изменениях конструкции, касающихся конфигурации окон.

Ограничение области проявления высокочастотных вибраций закрытым положением ПЗК

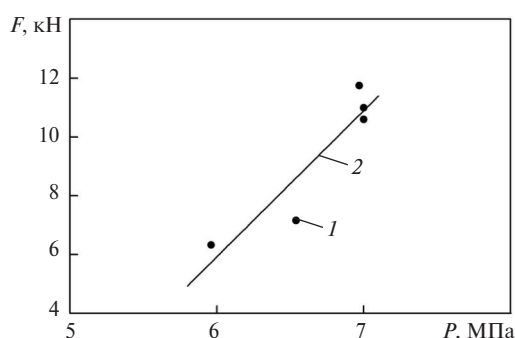


Рис. 7. Влияние давления рабочей среды на величину нагрузки на золотник (относительная энтальпия на входе близка к нулю): 1 — экспериментальные данные; 2 — линейная интерполяция экспериментальных данных

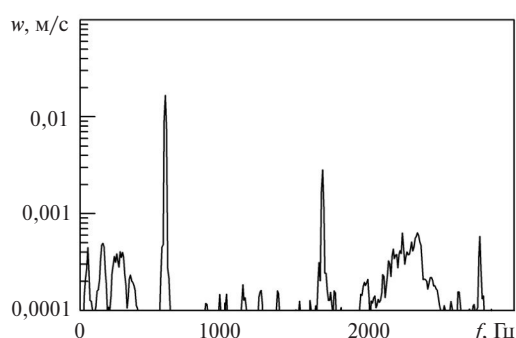


Рис. 8. Спектр виброскорости

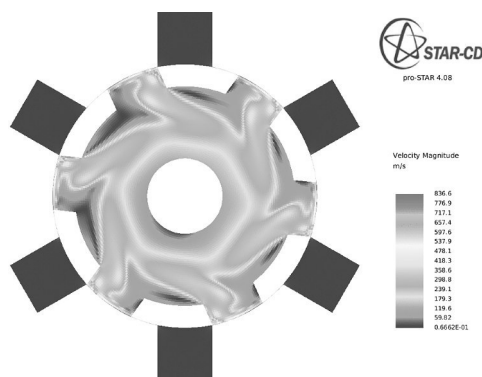


Рис. 9. Распределение скорости в среднем сечении окон (ПЗК закрыт, патрубки не показаны)



Рис. 10. Распределение скорости в среднем сечении окон (ПЗК закрыт, входной патрубков не показан); реверсивное направление течения

произошло после небольшой подрезки торцов втулки золотника на половине окружности, которая привела к асимметрии азимутального распределения давления в зазоре между втулкой золотника и гильзой с соответствующим боковым прижатием вала золотника в опорах.

Радикальное улучшение вибрационного состояния ПЗК было достигнуто изменением конструкции с реализацией реверсивного направления течения рабочей среды. При этом струйное течение развивается не в полости втулки золотника и гильзы, а в полости, сообщенной с выходным патрубком (см. рис. 10), что исключило возможность развития наблюдавшихся ранее резонансных явлений.

Заключение

В процессе отработки конструкции ПЗК, обеспечивающего регулирование расхода в широком диапазоне изменения параметров пароводяного потока, было установлено, что оба исследованных фактора, влияющих на работоспособность ПЗК, — максимальное усилие привода и вибрационное состояние — обусловлены особенностями гидродинамики проточной части. Можно ожидать, что упрощение и ускорение разработки подобных конструкций будет обеспечено дальнейшим развитием расчетного моделирования пространственного течения сжимаемой рабочей среды с фазовыми переходами совместно с моделированием механики конструкции.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Имбрицкий М.И.** Справочник по арматуре тепловых электростанций. М.: Энергоиздат, 1981. 304 с.
2. **Гуревич Д.Ф.** Трубопроводная арматура. Л.: Машиностроение, 1981. 368 с.
3. **Накано М.** Связь шума и вибраций с картинами образования сверхзвуковой кольцевой струи в редукционном клапане // Теоретические основы инженерных расчетов. 1988 №4 С. 267–279.
4. **Гуревич Д.Ф.** Расчет и конструирование трубопроводной арматуры. Л.: Машиностроение, 1969. 887 с.
5. **Фролов Д.** Обзор возможностей ANSYS Mechanical для решения инженерных задач // САПР и графика. 2011. №11. С. 46–49. [электр. ресурс] URL: <http://sapr.ru/article.aspx?id = 21812&iid = 996> (дата обращения: 01.08.2014).
6. **Решетников А.В., Мажейко Н.А., Виноградов А.В.**

Динамические характеристики вскипающих струй перегретых водных растворов // Теплоэнергетика. 2010. №8. С. 69–73.

7. **Решетников А.В., Мажейко Н.А., Скоков В.Н., Коверда В.П.** Неравновесные фазовые переходы в струе сильно перегретой воды // Теплофизика высоких температур. 2007. Т.45, №6. С. 268–274.

8. **Виноградов В.Е., Синицын Е.Н., Скрипов В.П.** Расходные и тяговые характеристики потока вскипающей воды, истекающей через короткие сопла Лаваля // Теплоэнергетика. 1987. №6. С. 56–57.

9. **Фисенко В.В.** Критические двухфазные потоки. М.: Атомиздат, 1978. 160 с.

10. CD-adapco Engineering Simulation Software — CAE and CFD Software [электронный ресурс] URL: <http://www.cd-adapco.com/products/star-cd®> (дата обращения: 01.08.2014).

REFERENCES

1. **Imbritskiy M.I.** Spravochnik po armature teplovykh elektrostantsiy/ [Handbook of piping valves in thermal power plants.] Moscow: Energoizdat, 1981. 304 s. (rus.)
2. **Gurevich D.F.** Truboprovodnaya armatura/ [Piping valves.] Leningrad: Mashinostroyeniye, 1981. 368 sp. (rus.)
3. **Nakano M.** Svyaz shuma i vibratsiy s kartinami obrazovaniya sverkhzvukovoy koltsevoy strui v reduktsionnom klapane. [Noise and vibration related to the pattern of supersonic annular flow in a pressure reducing gas valve]. *Teoreticheskiye osnovy inzhenernykh raschetov.* 1988. № 4, S. 267–279. (rus.)
4. **Gurevich D.F.** Raschet i konstruirovaniye truboprovodnoy armatury. [Design of piping valves]. Leningrad: Mashinostroyeniye, 1969. 887 s. (rus.)

5. **Frolov D.** Obzor vozmozhnostei ANSYS Mechanical dlia resheniia inzhenernykh zadach [Summary of ANSYS Mechanical capabilities to solve engineering problems.] *SAPR i grafika.* 2011. № 11. S. 46–49. Available: <http://sapr.ru/article.aspx?id = 21812&iid = 996> (Accessed 01.08.2014). (rus.)

6. **Reshetnikov A.V., Mazheyko N.A., Vinogradov A.V.** Dinamicheskiye kharakteristiki vskipayushchikh struy peregretykh vodnykh rastvorov. [Transient behavior of superheated water jets boiling]. *Teploenergetika.* 2010. № 8. S. 69–73. (rus.)

7. **Reshetnikov A.V., Mazheyko N.A., Skokov V.N., Koverda V.P.** Neravnovesnyye fazovyie perekhody v struye silno peregretoy vody. [Nonequilibrium phase transitions

in a jet of highly superheated water]. *Teplofizika vysokikh temperatur*. 2007. T. 45, № 6. S. 268–274. (rus.)

8. **Vinogradov V.Ye., Sinitsyn Ye.N., Skripov V.P.** Raskhodnyye i tyagovyye kharakteristiki potoka vskipayushchey vody, istekayushchey cherez korotkiye sopla Lavalya. [Flow rate and thrust of flashing jets expelled through de Laval nozzles]. *Teploenergetika*. 1987. № 6. S. 56–57. (rus.)

9. **Fisenko V.V.** Kriticheskiye dvukhfaznyye potoki/ [Critical two-phase flows.] Moscow: Atomizdat, 1978. 160 s. (rus.)

10. CD-adapco Engineering Simulation Software — CAE and CFD Software, Available: <http://www.cd-adapco.com/products/star-cd®> (Accessed 01.08.2014).

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ГРИЦАЙ Антон Сергеевич — старший преподаватель Института ядерной энергетики Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (филиал в г. Сосновый Бор). 188544, г. Сосновый Бор, Ленинградской области, ул. Солнечная, д. 41. E-mail: ansg_m@mail.ru

КАПЛИЕНКО Андрей Владимирович — кандидат технических наук заместитель директора госкорпорации «Росатом». 119017, Москва, ул. Большая Ордынка, 24. E-mail: press@rosatom.ru

ДОНЧЕНКО Денис Николаевич — научный сотрудник ФГУП «Научно-исследовательский технологический институт им. А.П. Александрова». 188540, г. Сосновый Бор, Ленинградской области. E-mail: donchenko@niti.ru

ПАЙЧАДЗЕ Борис Борисович — начальник лаборатории ОАО «Калужский турбинный завод». 248010, г. Калуга, ул. Московская, 241. E-mail: bbp56@mail.ru

AUTHORS

GRICAY A.S. — Institute of Nuclear Power Engineering (Sosnovy Bor). 41, Solnechnaya St., Sosnovy Bor, Leningrad region, Russia, 188544. E-mail: ansg_m@mail.ru

KAPLIENKO Andrei V. — ROSATOM State Atomic Energy Corporation. 24, Bolshaya Ordynka, Moscow, Russia, 119017. E-mail: press@rosatom.ru

DONCHENKO Denis N. — Alexandrov Research Institute of Technology. Sosnovy Bor, Leningrad region, Russia, 188540. E-mail: donchenko@niti.ru

PAYCHADZE Boris B. — Joint-stock company «Kaluga Turbine Works». 241, MOSKOVSKAYA St., Kaluga, Russia, 248010. E-mail: bbp56@mail.ru