



РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ГАСИТЕЛЕЙ НЕРАВНОМЕРНОСТИ В ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМАХ И ТРАКТАХ ТУРБОМАШИН НА ОСНОВЕ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

А.Е. Зарянкин, Т. Падашмоганло

Национальный исследовательский университет
Московский энергетический институт, г. Москва, Россия
Tohid.padashi@gmail.com

Резюме: В статье рассмотрены сравнительные преимущества и недостатки различных типов гасителей неравномерности полей скоростей. Численное исследование проводилось с помощью программного комплекса ANSYS FLUENT. Эффективность гасителей неравномерности полей скоростей определялась исходя из их способности обеспечить равномерное поле скоростей с наименьшим гидравлическим сопротивлением совместно с сильнейшими источниками возмущений, таких как шиберная задвижка и шаровой поворотный клапан. Разработан новый гаситель неравномерности поля скоростей, состоящий из двух перфорированных конических поверхностей, который обладает высокой эффективностью на малом расстоянии от его выходного сечения.

Ключевые слова: неравномерность поля скоростей, закрутка потока, динамические нагрузки, пульсация давления, коэффициент гидравлического сопротивления, перфорированный диск, гаситель, трубопроводные системы.

DOI:10.30724/1998-9903-2019-21-1-2-93-110.

Для цитирования: Зарянкин А.Е., Падашмоганло Т. Разработка и исследование гасителей неравномерности в трубопроводных системах и трактах турбомашин на основе математического моделирования // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2019. Т. 21. № 1-2. С. 93-110. DOI:10.30724/1998-9903-2019-21-1-2-93-110.

DEVELOPMENT AND RESEARCH OF VIBRATION IRREGULARITY IN PIPING SYSTEMS AND PATHS OF TURBOMACHINES ON THE BASIS OF MATHEMATICAL MODELING

A.E. Zaryankin, T. Padashmoghhanlo

Moscow Power Engineering Institute, Moscow, Russia
Tohid.padashi@gmail.com

Abstract: The present paper presents a comparison of the performance of different flow conditioners. The numerical investigation is carried out using ANSYS FLUENT. Flow conditioners efficiency is evaluated on the basis of the ability of these devices to produce a uniform velocity profiles with low pressure loss under high-level disturbance conditions, such as those produced by gate and ball valves. A new flow conditioner device, which consists of two

perforated conic plates has been designed, and demonstrated a high performance within a short distance downstream of the flow conditioner.

Keywords: *velocity profile non-uniformity, flow swirl, dynamic loads, pressure pulsation, pressure loss coefficient, perforated plate, flow conditioner, piping systems.*

For citation: *A.E. Zaryankin, T. Padashmoghlanlo. Development and research of vibration irregularity in piping systems and paths of turbomachines on the basis of mathematical modeling. Proceedings of the higher educational institutions. ENERGY SECTOR PROBLEMS 2019. vol. 21. № 1-2. pp.93-110. DOI:10.30724/1998-9903-2019-21-1-2-93-110.*

1. Введение

При движении жидких и газообразных сред в каналах и проточных частях различных устройств неизбежно происходит непрерывная деформация полей скоростей, в результате чего поля скоростей в поперечных сечениях соответствующих каналов практически всегда оказываются неравномерными.

Кроме того, в сложных каналах, где практически невозможно сохранить безотрывное течение рабочих сред, поля скоростей оказываются и нестационарными, соответственно, нестационарными оказываются и поля давлений. К примеру, в системе парораспределения паровых турбин К-800-240 [1] и К-200-130 [2] были зафиксированы пульсации давления с амплитудой $\Delta p = 2,4$ МПа и $\Delta p = 1,7$ МПа, что составило 10–15% начального давления свежего пара. Также в работе [3] за шибберными задвижками были получены амплитуды пульсации давления, достигающие 10 % абсолютного давления перед задвижкой.

В результате возникают недопустимо большие динамические нагрузки, действующие на все элементы тех или иных устройств и стенки трубопроводов. При этом одновременно резко увеличивается акустическое излучение и кризисным образом растет гидравлическое сопротивление.

В трубопроводных системах источником возникновения неравномерных и нестационарных полей скоростей и давлений являются: регулирующие, запорные, обратные и предохранительные клапаны, дроссельные устройства, сочленение труб различных диаметров, гибы труб и т.д. В результате, во многих случаях (в частности, в трубопроводных системах ТЭС и АЭС) практически отсутствуют линейные участки труб со стабилизированным стационарным течением, что исключает возможность установки за ними любых расходомерных устройств.

Наличие закрутки потока или осесимметричных и асимметричных деформаций эпюры скоростей ведет к значительной погрешности при измерении расходов рабочих сред. Соответственно, для устранения этой погрешности приходится либо за источником возмущений обеспечивать длинный линейный участок трубопровода, либо между источником возмущений и расходомером устанавливать гаситель с целью уменьшения длины указанного участка трубопровода и обеспечения равномерного распределения скорости по поперечному сечению непосредственно перед расходомером.

В силу сказанного, трудно переоценить актуальность гашения неравномерности и нестационарности полей скорости, генерируемых в различных устройствах и соответствующих трубопроводах. При решении обозначенной проблемы возможны два пути гашения неравномерности и нестационарности полей скоростей. Первый путь сводится к чисто конструктивным изменениям проточных частей соответствующих устройств с целью исключения причин возникновения нестационарного течения с крупными вихревыми образованиями. В [4] было показано, что оптимизация конструкции приточных прямоугольных тройников позволяет не только обеспечить равномерное поле

скоростей на расстоянии двух диаметров основного трубопровода от плоскости слияния потоков, но и снизить гидравлические сопротивления в 2 раза.

Второй путь предусматривает гашение уже возникших нестационарных течений с резко выраженной неравномерностью полей скоростей в поперечных сечениях каналов. В практическом плане значительно чаще приходится гасить уже возникшее нестационарное течение с очень сложным полем скоростей в поперечных сечениях каналов, где векторное поле скоростей может содержать области с возвратным движением рабочих сред. В этом случае любой способ гашения неравномерности полей скоростей сопровождается в большинстве случаев повышением гидравлического сопротивления за счет внесения в поток дополнительного устройства – гасителя неравномерности.

2. Классификация гасителей неравномерности полей скоростей в трубопроводных системах

В настоящее время в трубопроводных системах применяются различные типы гасителей неравномерности полей скоростей. Для оценки их эффективности используют обычно два критерия:

- 1) Коэффициент гидравлического сопротивления: $\zeta = \frac{\Delta p}{0,5\rho C_{\text{ср}}^2}$;
- 2) Степень неравномерности: $K_H = \frac{C_{\text{max}}}{C_{\text{ср}}}$.

где Δp – перепад статических давлений до и после гасителя, ρ – плотность рабочей среды, C_{max} – максимальное значение скорости в контрольном поперечном сечении и $C_{\text{ср}}$ – среднерасходная скорость.

Существующие гасители неравномерности условно можно разделить на две группы. В первую группу входят гостированные конструкции, описание которых приведено в нормативном документе ГОСТ 8. 586.1-2005. В свою очередь, эта группа делится на два класса: 1) струевыпрямители и 2) устройства подготовки потока (УПП). Струевыпрямители представляют собой устройства, ликвидирующее или значительно уменьшающие завихрения потока, а УПП, кроме указанной функции, обеспечивают устранение осесимметричных или асимметричных деформаций эпюры скоростей потока. Примерами первого класса являются трубчатые струевыпрямители, струевыпрямители *AMCA* и *Etoile*. Для этого класса характерны низкие потери давления ($\zeta = 0,25-0,75$) и необходимость за ними наличия длинных линейных участков трубопровода (не менее $20D$, D – условный диаметр трубопровода), после которых можно устанавливать расходомеры. Ко второму классу относятся перфорированные диски *Zanker*, *NEL Spearman*, *K – Lab NOVA*, УПП *Gallagher* и *Sprengle*. Для них коэффициент потерь давления меняется в диапазоне от 2 до 14, и требуемая длина линейных участков трубопровода сокращается до $10D$.

Вторая группа включает в себя различные типы защищенных патентами гасителей, таких как *VORTAB flow conditioners* [5], *Cheng flow conditioners* [6], *SDI flow conditioner* [7], *WESTFALL flow conditioner* [8], перфорированные диски *Law* [9] и *Mitsubishi* [10] и т.д.

В настоящее время имеется значительное количество экспериментальных и численных работ, посвященных исследованию течений в гасителях неравномерности, например [9–16]. Их анализ показывает, что недостатком существующих гасителей неравномерности полей скоростей является либо низкая эффективность выравнивания потока, либо большие потери давления. В принципе идеальный гаситель неравномерности должен иметь низкое сопротивление и обеспечивать максимальное выравнивание полей скоростей на минимальном расстоянии от источника возмущений.

Эффективность гасителя пульсаций давления и, гасителя неравномерности полей скорости определяется тем, в какой мере он способен разрушить крупные вихревые

структуры и, соответственно, смещать основную частоту пульсаций давления в высокочастотную область, где их амплитуда резко снижается под действием сил вязкости движущейся среды. Именно с этих позиций и рассматриваются разрабатываемые и исследуемые далее гасители неравномерности полей скорости и пульсаций давления в движущихся жидких и газообразных средах.

3. Математическая модель

Численное моделирование производилось с помощью программного комплекса *ANSYS FLUENT*, базирующего на численном решении осредненных по Рейнольдсу (по времени) уравнений Навье – Стокса (*RANS*) с учетом уравнения неразрывности и уравнений движения:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0,$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u_i u_j}).$$

Для замыкания осредненной по Рейнольдсу системы уравнения Навье – Стокса при моделировании течений рабочей среды во всех объектах принималась двухпараметрическая модель турбулентности *k – ε Realizable* с использованием пристеночной функции (*wall functions*), а алгоритмом решения (*solver type*) был выбран *pressure based* (алгоритм установления), который подходит для решения задач газодинамики в диапазоне изменения числа Маха от нуля до 2–3. Более того, использовался установившийся режим течения (*steady state*).

Для получения точных решений использовалась дискретизация второго порядка точности (*second order upwind*). Алгоритм решения связи уравнения движения и неразрывности (*pressure-velocity coupling*) при моделировании выбрался *coupled*. Значение невязок при дискретизации уравнения неразрывности и осредненных уравнений Навье–Стокса принималось, равным 10^{-3} . Наряду с этим, решение считалось законченным, если разность расходов рабочей среды на входе и на выходе составила не более 1%.

4. Выбор генераторов неравномерности

Рассматривая проблему создания эффективных гасителей неравномерности и нестационарности полей скоростей, следует иметь в виду, что каждый источник генерации неравномерных полей скоростей генерирует определенный вид неравномерности. Соответственно, прежде чем гасить неравномерность полей скоростей, необходимо иметь представление о форме этих полей, прямо зависящей от конкретного источника возмущений. Среди типичных генераторов неравномерности, характерных для трубопроводных систем, исследовались поля скоростей, генерируемые изогнутыми трубами, шиберными задвижками и поворотными шаровыми клапанами.

Сетки расчетной области для всех рассматриваемых объектов были построены с помощью генератора сеток *ANSYS ICEM CFD*. Для повышения качества сеток использовался блочный подход, и ячейки представляли собой гексаэдры. Для наиболее точной симуляции пограничных слоев вокруг стенок создавалась густая сетка с соблюдением необходимого требования к выбранной модели турбулентности по значению y^+ ($30 < y^+ < 100$). Кроме того, для исследования независимости результатов от густоты сеток создавались сетки разной густоты, и для каждой из них проводилось численное моделирование. К примеру, оптимальный вариант расчетной сеткигиба трубы на 180° , состоящей из 4,8 млн гексаэдрических ячеек, показан на рис.1. В качестве рабочей среды использовался воздух с постоянными плотностью $\rho = 1,225 \text{ кг/м}^3$ и вязкостью $\mu = 1,7894 \cdot 10^{-5} \text{ кг/м.с.}$

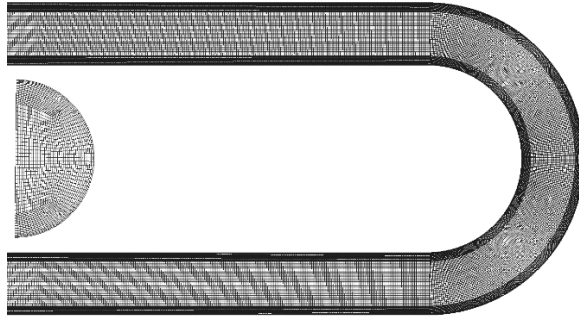


Рис.1. Расчетная сеткагиба трубы на180°

4.1. Верификация численного моделирования

С целью определения степени адекватности и уровня точности численного моделирования в качестве расчетной модели была принята модельгиба трубы на 90° из экспериментальной работы [17], в которой рабочим телом являлся воздух с постоянными плотностью $\rho = 1,2647 \text{ кг/м}^3$ и вязкостью $\mu = 1,983 \cdot 10^{-5} \text{ кг/м.с.}$ Исходя из [17] принимались: скорость, равная 8,7 м/с по всему входному поперечному сечениюгиба и фиксированное статическое давление, равное атмосферному на выходном граничном сечении.

На рис. 2 и рис. 3 в относительных масштабах показаны расчетное и экспериментальное распределения локальной скорости потока по средней линии $x - x$ и по поперечному сечению на выходной плоскостигиба соответственно. Сравнение расчетного и экспериментального распределений относительных скоростей потока за гибом (рис. 2 и рис. 3) свидетельствует об их удовлетворительном совпадении за исключением выпуклой стенкигиба. Стоит отметить, что расхождение численных и экспериментальных результатов во внутренней выпуклой стенкегиба также было зафиксировано в работах [18,19].

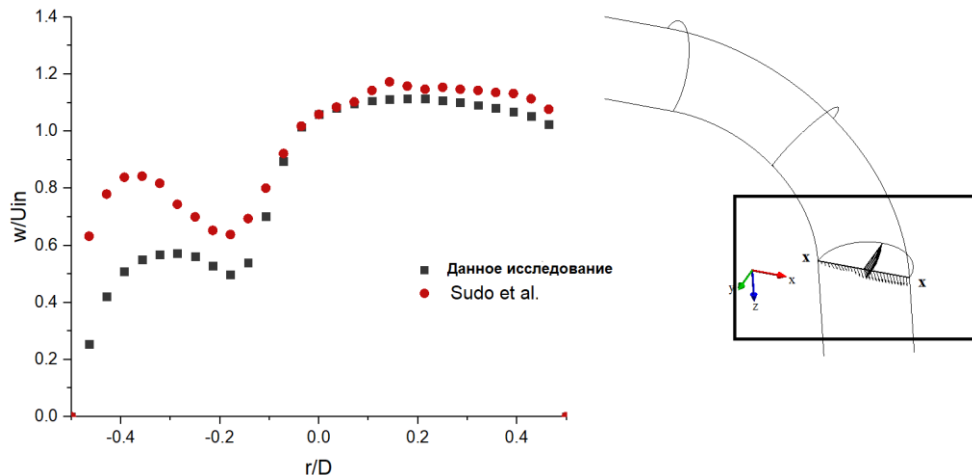


Рис. 2. Сопоставление расчетного и экспериментального распределений относительной скорости потока на выходной плоскостигиба по средней линии $x - x$

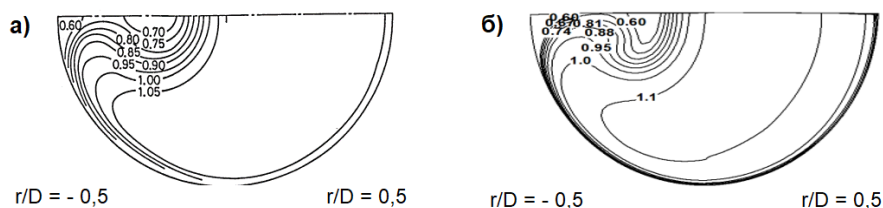


Рис. 3. Распределение относительных скоростей по поперечному сечению за гибом:
а) экспериментальное [23]; б) расчетное (r – текущий радиус канала)

Причина несовпадения расчетных и экспериментальных результатов во внутренней стенкегиба объясняется в работе [19] появлением обратного градиента давления в этой зоне при повороте потока.

4.2. Результаты численного моделирования течений в участках поворота потока

Исследование картины течения проводилось при фиксированной скорости потока по входному поперечному сечению, равной 80 м/с (равномерный профиль скорости) и фиксированном статическом давлении, равном атмосферному на выходном граничном сечении рассматриваемых поворотных участков труб. Поля скоростей в контрольном поперечном сечении, расположенном на расстоянии $1D$ трубы от выходной плоскости исследуемых объектов показаны на рис.4.

Расчетное значение степени неравномерности K_H в указанном выше сечении при криволинейном повороте потока на 90° составило 1,11, а при повороте на 180° от первоначального направления максимальная локальная скорость превысила среднерасходную на 17 %. Сильное нарушение картины течения потока произошло при угловом повороте, и в этом случае максимальная скорость оказалась на 55 % больше среднерасходной.

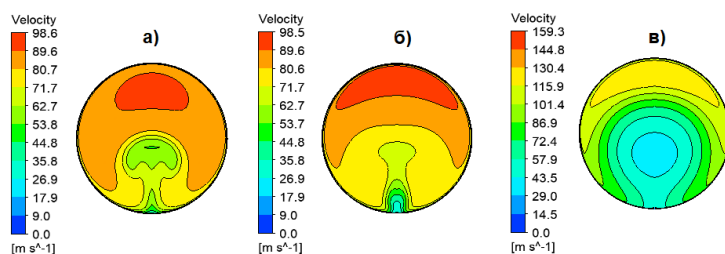


Рис. 4. Поля скоростей в контрольном поперечном сечении: а) гиб трубы на 90° ;
б) гиб трубы на 180° ; в) угловой поворот потока на 90°

Проведенное математическое моделирование течений в рассматриваемых гibaх показало, что в их контрольных поперечных сечениях степень неравномерности потока оказалась достаточно низкой и для проверки эффективности гасителей неравномерности полей скорости они не подходят.

4.3. Результаты численного моделирования течений в шиберной задвижке и в шаровом поворотном клапане

Исследования картины течения воздуха через шиберную задвижку, при трех подъемах шибера (на 25, 50 и 75 %), и шаровой поворотный клапан, при его повороте на 45° , проводились при следующих граничных условиях: давление полного торможения во входном граничном сечении трубы принималось равным 1,03 бар, и на срезе выходной трубы статическое давление равнялось атмосферному давлению.

Как и следовало ожидать, при частичном открытии шиберной задвижки за ней устанавливалось очень сложное струйно-вихревое течение с высокой степенью неравномерности K_H (рис. 5 и рис. 6). По мере закрытия шибера эта степень естественно увеличилась, а расход рабочей среды снижался (0,41, 0,23 и 0,13 кг/с соответственно при 75, 50 и 25 % подъемах). Если при подъеме шибера на 75 % в контрольном поперечном сечении, расположенном на расстоянии $1D$ от шибера, максимальная скорость воздуха превысила среднерасходную на 37 % ($K_H=1,37$), то при подъеме на половину максимальная скорость в этом сечении оказалась в 3 раза больше среднерасходной ($K_H=3,2$), а при подъеме на 25 % – в 5 раз больше ($K_H=5,6$).

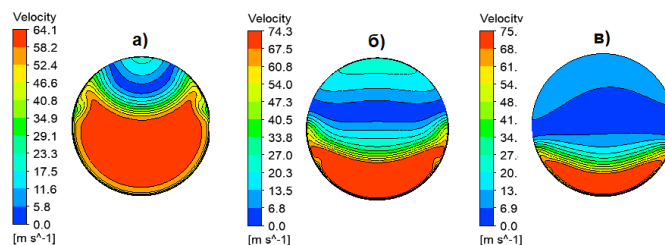


Рис. 5. Поля скоростей в контрольном поперечном сечении: а) при подъеме шибера на 75%; б) при подъеме на 50%; в) при подъеме на 25%

Представление о картине течения воздуха через шаровой поворотный клапан дают линия тока в меридиональном сечении и также поле скоростей в поперечном сечении на расстоянии $1D$ от выходной плоскости клапана, показанные на рис. 7, где степень неравномерности поля скоростей составила 4,5 в указанном выше поперечном сечении.

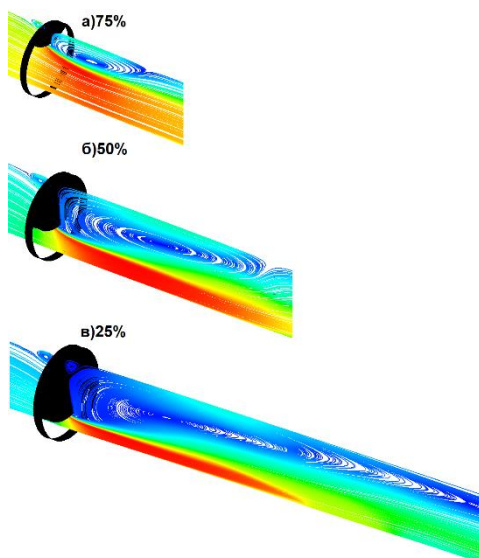


Рис. 6. Линии тока в меридиональном сечении: а) при подъеме шибера на 75%; б) при подъеме на 50%; в) при подъеме на 25%

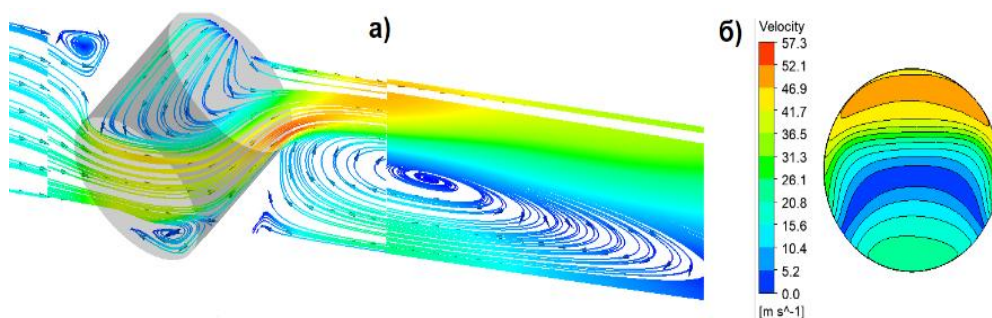


Рис. 7. Результаты моделирования течения в шаровом поворотном клапане при его повороте на 45°: а) линии тока в меридиональном сечении; б) поле скоростей на расстоянии 1D от выходной плоскости клапана

Проведенные расчеты показывают, что степень возмущений рабочей среды за шиберной задвижкой и за шаровым поворотным клапаном очень высока. Соответственно, при поиске наиболее эффективных гасителей неравномерности на первом этапе исследований в качестве исходной неравномерности принималось поле скоростей, которое устанавливалось за шибером при его открытии на 50 %.

5. Численное моделирование течений в гасителях неравномерности полей скоростей

При численном моделировании принимались следующие граничные условия: на входе в расчетную область задавался полностью развитый турбулентный профиль скорости описанным эмпирическим уравнением, полученным на основе опытов И. Никурадзе для гидравлических гладких труб при турбулентном режиме:

$$C = C_{\max} (1 - r/r_0)^{1/n},$$

где $C_{\max} = 80$ м/с; C – текущая скорость; r – текущий радиус; $r_0 = 50$ мм – радиус канала; n – показатель степени, зависящей от числа Рейнольдса, в данном случае $n = 7$. На выходе из расчетной области задано статическое давление, равное атмосферному.

5.1. Численное моделирование течений в известных гасителях неравномерности

При разработке эффективных гасителей неравномерности в цилиндрических трубах в первую очередь исследовались три наиболее известных гасителя из первой группы, представляющих собой перфорированные диски толщиной $0,125D$ (12,5 мм) (рис. 8) и также патентный гаситель *SDI* из второй группы (рис. 9). Исходя из рекомендаций, приведенных в нормативных документах ГОСТ 8.586.1-2005 и ГОСТ 8.586.2-2005, все перфорированные диски устанавливались на расстоянии трех диаметров трубы после шиберной задвижки, а патентный гаситель *SDI*, согласно [7], – на расстоянии $1D$ от шиберы. Все типы исследуемых перфорированных дисков (рис. 8), при исходной степени неравномерности $K_H = 3,2$ за шибером, снижали эту степень до 2,08 – 2,33 при коэффициентах сопротивления $K_H = 2,95$ –3,45. При этом выяснилось, что степень гашения неравномерности лишь на расстоянии более $8D$ от дисков уменьшалась до 1,12–1,15. Результаты математического моделирования за шибером в случае установки в трубе указанных дисков показаны на рис. 10 в виде полей скоростей в контрольных поперечных сечениях.

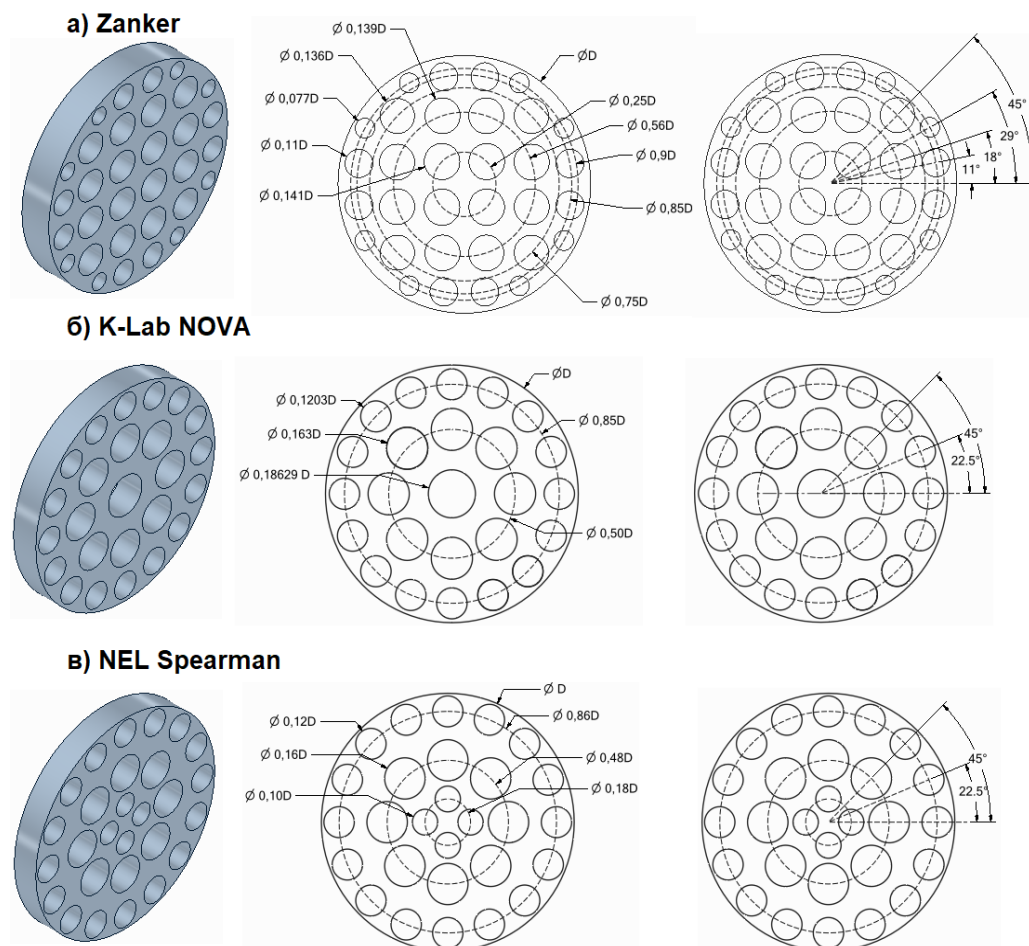


Рис. 8. Конструкция рассматриваемых перфорированных дисков

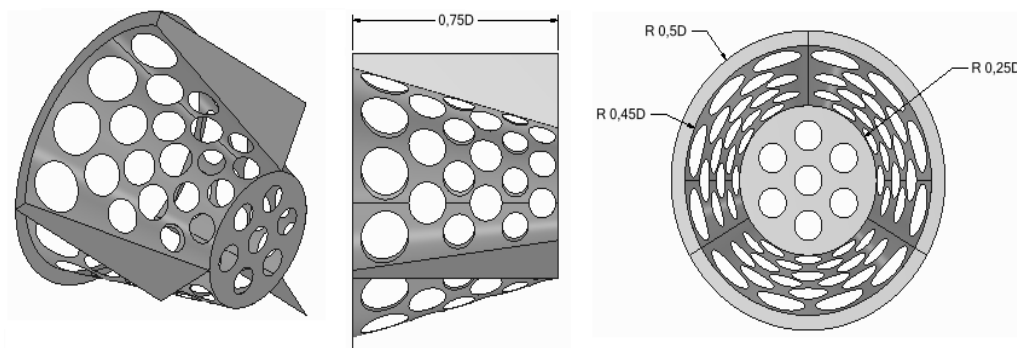


Рис. 9. Патентный гаситель SDI [7]

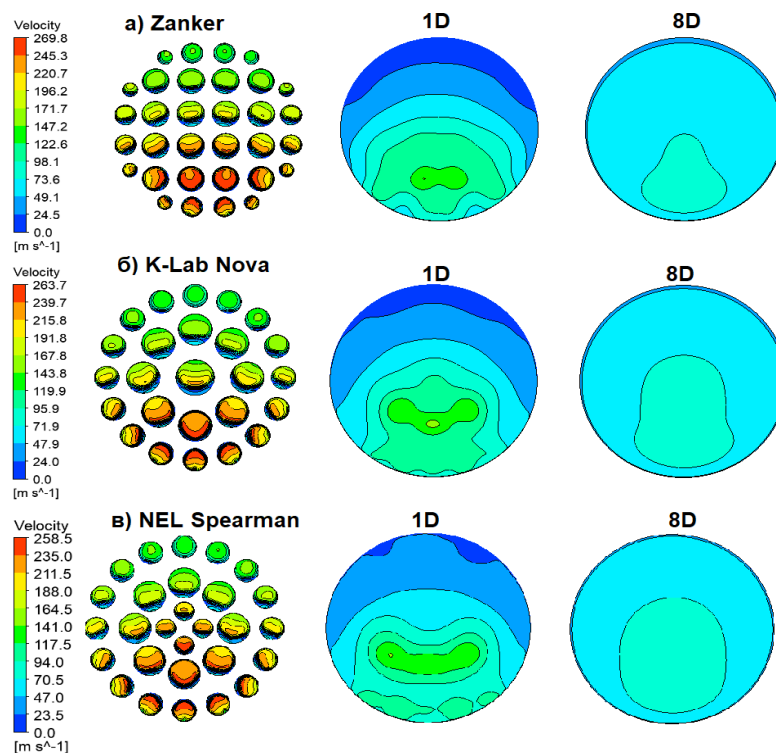


Рис. 10. Поля скоростей в контрольных поперечных сечениях для исследуемых гасителей

Из проведенных исследований следует, что для всех рассматриваемых конструкций перфорированных дисков выравнивание полей скоростей происходит на довольно большом расстоянии от них при разнице между максимальной и среднерасходной скоростями 12 – 15%.

Результаты моделирования патентного гасителя *SDI*, представляющего собой перфорированный отверстиями разных диаметров усечённый конус с тремя ребрами, фиксирующими его положение внутри трубы, показаны на рис. 11 в виде полей скоростей в поперечных сечениях на выходе из гасителя и на расстоянии $1D$ от него, и в виде линии тока в меридиональном сечении. Здесь хорошо видно, что после шиберов поток движется вдоль нижней части трубы и практически не растекается в поперечном направлении даже в пределах самого гасителя. В данном случае даже в выходном сечении гасителя имеет место высокая неравномерность поля скоростей, и на расстоянии $1D$ от выходной плоскости гасителя степень неравномерности потока составляет 1,45 при исходной степени неравномерности 3,2 после шиберов. Указанная степень на расстоянии $3D$ от гасителя уменьшается до 1,25.

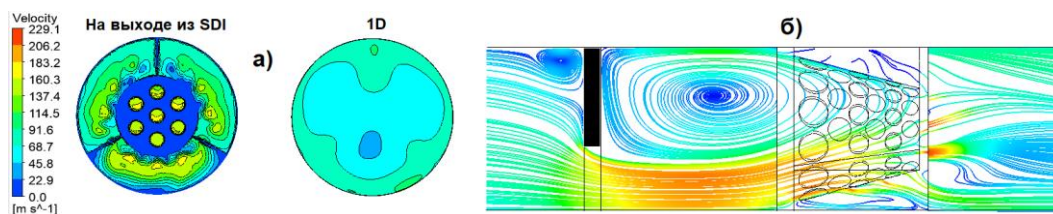


Рис. 11. Результаты моделирования патентного гасителя *SDI* при его установке за шибером

Вместе с тем, при сопоставлении между собой дисковых перфорированных, секционных, кольцевых и пластинчатых гасителей в работе [16] было показано, что наилучшими характеристиками обладают пластинчатые гасители, обеспечивающие существенное снижение исходной неравномерности профиля скорости при низком коэффициенте сопротивления.

Основываясь на этих данных, именно этот тип гасителей был принят нами в качестве базы для гашения крайнее сложного поля скоростей, генерируемого шиберными задвижками при их частичном открытии.

5.2. Численное моделирование течений в пластинчатых гасителях

Исследуемые пластинчатые гасители устанавливались после шиберной задвижки на расстоянии $1D$ от плоскости шибера в корпус гасителя, цилиндрическая часть которого имеет диаметр, превышающий диаметр основного трубопровода на 50 %. Т.е. на входе в гаситель имеет место внезапное расширение проходной площади, что должно компенсировать ее снижение, вызванное телом гасителей неравномерности. Непосредственно после исследуемого гасителя цилиндрическая часть его корпуса длиной L_1 сопрягается с профилированным конфузуром, выходной диаметр которого равняется диаметру последующего трубопровода. Причем длина конфузорного участка L_2 меняется в зависимости от длины самого гасителя. Вся описанная конструкция иллюстрируется рис. 12, где приняты следующие обозначения: 1—основной трубопровод диаметром 100 мм; 2—шиберная задвижка; 3—корпус гасителя; 4—исследуемый гаситель неравномерности и 5—выходной конфузор.

Формы исследуемых пластинчатых гасителей показаны на рис. 13. Пластинчатый гаситель первого типа (рис. 13, а), представляет собой десять шестиугольных перфорированных пластин, распложенных с равным шагом 10 мм.

Для первого типа пластинчатого гасителя значения L_1 и L_2 принимались соответственно равными $1,4D$ (140 мм) и $0,75D$ (75 мм). На рис. 13, б показана конструктивная схема пластинчатого гасителя второго типа, составленного из десяти щелевых перфорированных пластин с равным шагом 10 мм. Для этого типа гасителя значения L_1 и L_2 равнялись, соответственно, $1D$ (100 мм) и $0,75D$ (75 мм). Рассматривались варианты пластинчатых гасителей без учета толщины перфорированных пластин для первого типа, а для второго типа – с учетом толщины пластин и без нее.

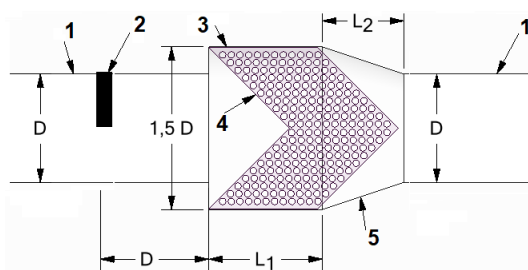


Рис. 12. Расчетная модель исследуемых гасителей: 1—основной трубопровод диаметром 100 мм; 2—шиберная задвижка; 3—корпус гасителя; 4—исследуемый гаситель неравномерности; 5—выходной конфузор

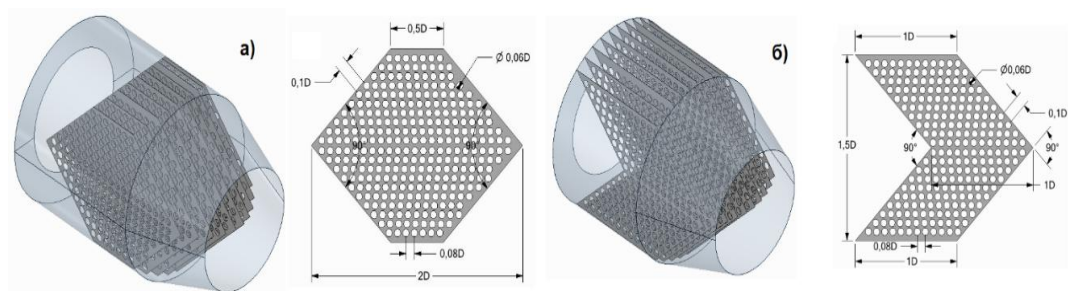


Рис. 13. Исследуемые типы пластинчатых гасителей: а) первого типа; б) второго типа

Полученные результаты моделирования рассматриваемых пластинчатых гасителей показали сравнительно низкую эффективность гашения неравномерности сложного поля скоростей, генерируемого шиберной задвижкой при ее 50 % открытии. Эти гасители снижали исходную степень неравномерности поля скоростей ($K_H=3,2$) до 1,5–2,4 в контрольном поперечном сечении на расстоянии $1D$ от выходной плоскости конфузора при коэффициентах сопротивления 0,65–1,12. Первый тип оказался малоэффективным, и в указанном выше сечении степень неравномерности потока составила 2,4, а только на расстоянии $3D$ от конфузора максимальная скорость на 35 % отличалась от среднерасходной ($K_H=1,35$). В то же время использование второго типа обеспечило возможность более интенсивного растекания потока в вертикальном направлении, что снизило степень неравномерности потока до 1,5. При этом выяснилось, что коэффициент гашения неравномерности несколько уменьшился (до 1,35) при учете реальных толщин перфорированных пластин второго типа, но при этом резко вырос их коэффициент сопротивления (с 0,65 до 1,73). Для примера на рис. 14 показана линия тока в меридиональном сечении в проточной части исследуемого участка при использовании пластинчатого гасителя второго типа с толщиной его пластин, равной 2 мм. На этом же рисунке римскими цифрами обозначены сечения, где определялись поля скоростей в поперечном сечении, приведенные на рис. 15. При входе потока в расширительную часть гасителя образовалось устойчивое вихревое течение, которое блокировало основную часть канала, не позволяя потоку растекаться по фронту решетки гасителя.

Проведенные моделирования не позволили выделить гасителя, способного эффективно погасить неравномерность поля скоростей за шиберной задвижкой до уровня, когда степень неравномерности не превысила бы 1,1. В этой связи нами был разработан новый гаситель, описание которого приведено ниже.

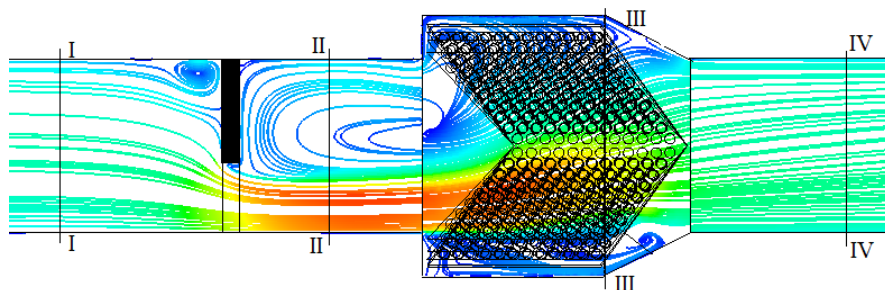


Рис. 14. Линия тока в меридиональном сечении при установке пластинчатого гасителя второго типа с учетом толщины пластин после шиберной задвижки

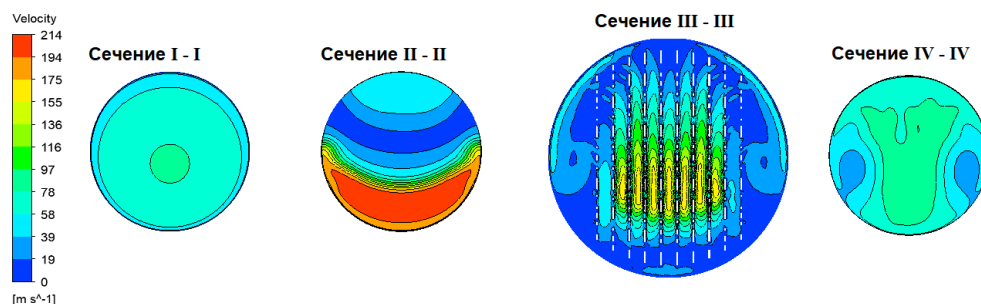


Рис. 15. Поля скоростей в контрольных поперечных сечениях при использовании гасителя второго типа с учетом толщины пластин: сечение I–I на расстоянии $1D$ перед шибером; сечение II–II на расстоянии $0,5D$ после шибера; сечение III–III на выходе из корпуса гасителя; сечение IV–IV на расстоянии $1D$ от конфузора

5.3. Численное моделирование течений в объемных гасителях

Объемные гасители, показанные на рис. 16, представляют собой две перфорированные конические поверхности, соединенные своими основаниями в единый объемный гаситель самых разнообразных неравномерностей полей скоростей. В основу разработки объемного гасителя неравномерности было положено исследование [20], где показано, что по сравнению с дисковыми перфорированными гасителями неравномерности при переходе к коническим поверхностям их сопротивление удастся значительно снизить. При этом был учтен чисто эксплуатационный фактор, состоящий в том, что осевой габарит гасителя должен быть по возможности минимальным, а степень гашения неравномерности максимальной. Для учета этих противоречивых требований в первую очередь стремились приблизить эффективную проходную площадь гасителя к площади канала, за которым предполагалось установить гаситель. Согласно проведенным расчетам, этому требованию удовлетворяют коническая поверхность с углом при вершине 45° и проходная площадь перед гасителем, превышающая площадь канала в 1,5 раза. Однако, одиночный конус с перфорированной поверхностью, как было показано в работе [20], в полной мере не выполняет функцию высокоэффективного гасителя неравномерности. В этой связи перешли к объемному гасителю.

Для объемного гасителя рассматривались три его варианта (рис. 16). Их отличительные особенности видны из приведенных рисунков и состоят из различных отверстий перфорации и соединения конусных поверхностей с помощью небольшого цилиндрического кольца. Для всех вариантов длина корпуса гасителя (L_1) составила $1D$ (100 мм), длина выходного конфузора (L_2) для первых двух вариантов принималась равной $0,6D$ (60 мм), а для третьего варианта – $0,5D$ (50 мм).

Первые же результаты математического моделирования течения в системе трубопровод – шиберная задвижка – гаситель – трубопровод показали весьма высокую эффективность нового объемного гасителя. Подобная система обеспечила устойчивое гашение исходной неравномерности с почти постоянной выходной степенью неравномерностью $K_H=1,05\text{--}1,07$ при коэффициенте сопротивления $2,47\text{--}2,82$.

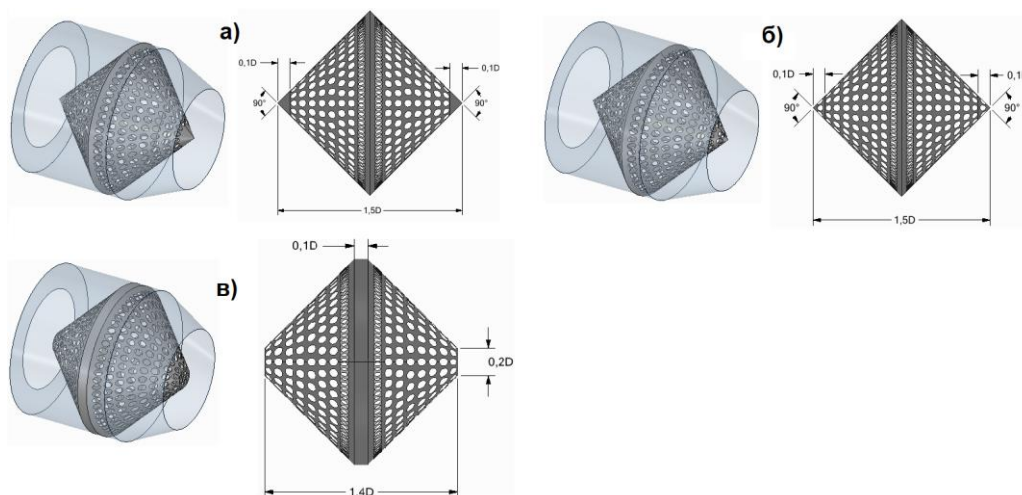


Рис. 16. Объемный гаситель неравномерности: а) первый вариант; б) второй вариант; в) третий вариант

О степени выравнивания исходного неравномерного поля скоростей можно судить по полям скоростей в меридиональном сечении исследуемого отсека трубопроводной системы и в его поперечных сечениях (рис. 17 и рис. 18) для рассматриваемого объемного гасителя второго варианта. Здесь уже на расстоянии $1D$ от выходного сечения гасителя степень неравномерности составила всего 1,05 (поперечное сечение IV–IV) при входной степени неравномерности $K_H=3,2$ (поперечное сечение II–II). Аналогичные результаты были получены при гашении неравномерности полей скоростей, генерируемых шиберной задвижкой при ее 25 и 75 % открытиях.

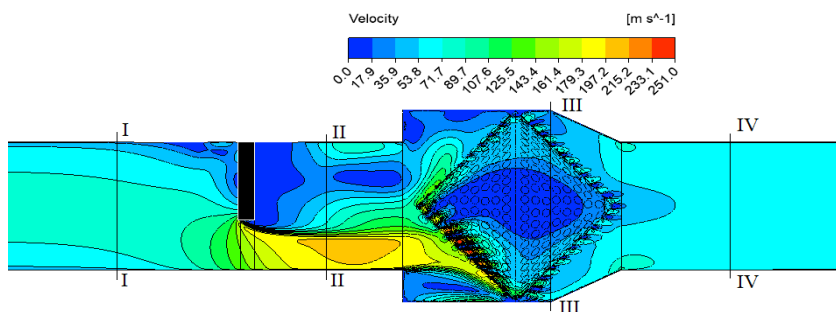


Рис. 17. Поле скоростей в меридиональном сечении при использовании объемного гасителя неравномерности второго варианта

В верхней части за шибером образовалась область интенсивного вихревого движения, блокирующая вход активного потока в камеру гасителя, и эту активную часть потока воспринимала только нижняя поверхность входного перфорированного конуса. Возникающие во внутренней полости гасителя дискретные вихревые образования способствовали распределению рабочей среды по всей внутренней поверхности выходного конуса, обеспечивая за ним, после прохождения конфузорного участка гасителя, равномерное поле скоростей в последующем участке трубопровода. Вся картина деформации полей скоростей, происходящая при движении рабочей среды от сечения I–I до участка, расположенного на расстоянии $1D$ от выхода из гасителя (сечение IV–IV), хорошо видна на рис. 18.

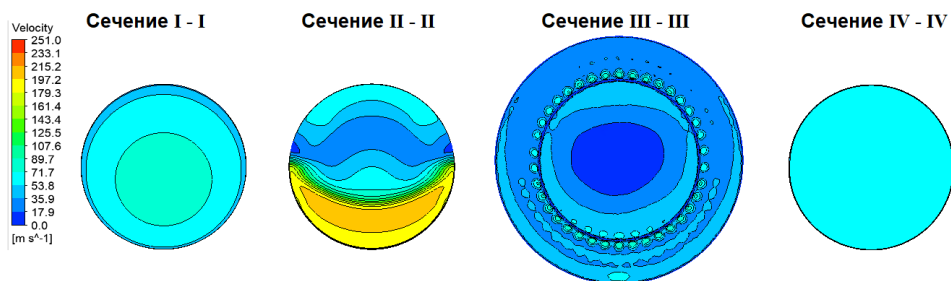


Рис. 18. Поля скоростей в контрольных поперечных сечениях при использовании объемного гасителя второго варианта

В дальнейшем эффективность объемного гасителя также была проверена при его установке за шаровым поворотным клапаном при его повороте на 45° . Полученные результаты моделирования свидетельствовали о том, что и в этом случае за гасителем происходит интенсивное выравнивание полей скоростей. В качестве примера на рис. 19 приведена линия тока в меридиональном сечении в проточной части исследуемого участка, состоящего из входного подводящего трубопровода 1, поворотного шарового клапана 2, объемного гасителя 3 и отводящего трубопровода 4.

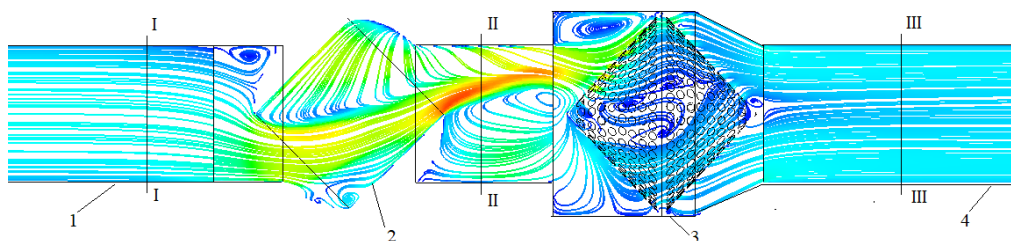


Рис. 19. Линия тока в меридиональном сечении при использовании объемного гасителя после поворотного шарового клапана

В данном случае полное выравнивание поля скоростей произошло на расстоянии $1D$ от плоскости выхода потока из конфузора, где степень неравномерности уменьшилась до 1,05 (поперечное сечение III–III) при входной степени неравномерности $K_H = 4,5$ (поперечное сечение I – II) (рис. 20). Таким образом, удалось создать универсальный гаситель, обеспечивающий практически полное выравнивание потока на малом расстоянии от источника генерации неравномерных полей скоростей.

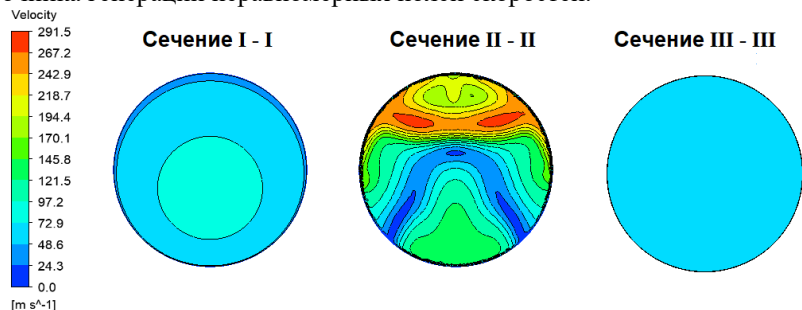


Рис. 20. Поля скоростей в контрольных поперечных сечениях при использовании объемного гасителя после поворотного шарового клапана: сечение I–I на расстоянии $1D$ перед клапаном; сечение II–II на расстоянии $0,5D$ после клапана; сечение III–III на расстоянии $1D$ от конфузора

Выводы

1. Выполнено математическое моделирование течений в таких источниках возмущений, как изогнутые трубы, шиберные задвижки и шаровые поворотные клапаны. На основании проведенного моделирования в качестве максимальных генераторов неравномерности были выбраны шиберные задвижки и шаровые клапаны, генерирующие на частичных открытиях максимально неравномерные поля скоростей, по степени гашения которых и определялась эффективность исследуемых гасителей этих полей.

2. Проведенное математическое моделирование различных модификаций пластинчатых гасителей показало, что все они при сравнительно низком гидравлическом сопротивлении не обеспечивают высокой степени выравнивания поля скоростей даже на расстоянии от источника возмущений, превышающем 5–10 диаметров трубопроводов.

3. Разработан и подробно исследован при различных неравномерных полях скоростей новый объемный гаситель неравномерности, представляющий собой две перфорированные конусные поверхности, соединенные между собой своими основаниями. позволяющий на расстоянии двух диаметров от его выходного сечения обеспечивать разницу между максимальной и среднерасходной скоростями, не превышающую 4–5%. Применение разработанного объемного гасителя неравномерности в системе измерения расходов рабочих сред позволяет резко сократить необходимую длину прямолинейных участков трубопровода перед расходомерными устройствами.

Литература

1. Костюк А.Г., Куменко А.И., Некрасов А.Л. и др. Экспериментальный анализ пульсаций давления в пароподводящих органах турбоагрегата // Теплоэнергетика. 2000. № 6. С.50–57.
2. Касилов В.Ф., Калинин С.В., Гвоздев В.М. и др. Исследование виброактивности регулирующих клапанов системы парораспределения ЦВД паровой турбины К-200-130 // Теплоэнергетика. 2001. № 11. С.13–26.
3. Зарянкин В.А. Аэродинамические методы повышения экономичности и надежности элементов теплотехнического оборудования ТЭС. : дис. ... канд. техн. наук. М.: МЭИ, 2000. 190 с.
4. Зарянкин А.Е., Падашмоганло Т., Осипов С.К., Истомин С.А. Расчетно-аналитическое исследование эжекторных тройников // Тяжелое машиностроение. 2018. № 4. С.28–35.
5. VORTAB flow conditioners: <http://www.vortab.com/> / (дата обращения: май 2018).
6. Cheng flow conditioners: http://www.chengfluid.com/flow_conditioner/ / (дата обращения: май 2018).
7. SDI flow conditioner: <https://www.badgermeter.de/en/> / (дата обращения: май 2018).
8. Low headless flow conditioner model 3000: <http://westfallstaticmixers.com/> / (дата обращения: май 2018).
9. Laws E.M. Flow conditioning – a new development // Flow Measurement and Instrumentation. 1990. Vol. 1, Issue. 3. P.165–170.
10. Akashi K., Watanabe H., Koga. K. Development of new flow rectifier for shortening upstream straight pipe length of flow meter // In Proc. IMEKO Symp.1979. P.279.
11. Spearman E.P., Sattary J.A., Reader-Harris M.J. Comparison of velocity and turbulence profiles downstream of perforated plate flow conditioners // Flow Measurement and Instrumentation. 1996. Vol. 7, Issue. 3–4. P. 181–199.
12. Frattolillo A., Massarotti N. Flow conditioners efficiency a comparison based on numerical approach // Flow Measurement and Instrumentation. 2002. Vol. 13, Issue. 1–2. P.1–11.
13. Laribi B., Wauters P., Youcefi A. Numerical Investigation of Contribution of Three Flow Conditioners in the Development and Establishment of Turbulent Flows //ASME 2010 3rd Joint US-European Fluids Engineering Summer Meeting. 2010. Vol. 2. P.233–238.

14. Melda Özdiñ Çarpınlioğlu, Emrah Özahi. Laminar flow control via utilization of pipe entrance inserts (a comment on entrance length concept) // Flow Measurement and Instrumentation. 2011. Vol. 22, Issue. 3. P. 165–174.

15. Moloney F., Wickramaratne C., Almatrafi E. and et.al. Flow Conditioning Techniques for a Bent Pipe in a Constrained Latent Heat Storage System // ASME 2016 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. 2016. Vol. 7.: Fluids Engineering. pp. V007T09A010.

16. Zaryankin A.E., Rogalev N.D., Rogalev A.N. and et.al. New Flow Conditioners as a Means of Enhancing the Reliability and Efficiency of Power Equipment // Modern Applied Science. 2016. Vol. 10, Issue. 2. P.172–184.

17. Sudo K., Sumida M., Hibara H. Experimental investigation on turbulent flow in a circular-sectioned 90-degree bend // Experiments in Fluids. 1998. Vol. 25, No. 1. P. 42–49.

18. Kim J., Yadav M., Kim S. Characteristics of Secondary Flow Induced by 90-Degree Elbow in Turbulent Pipe Flow // Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics. 2014. Vol. 8, Issue. 2. P.229–239.

19. Dutta P., Saha S.K., Nandi N., Pal N. Numerical study on flow separation in 90° pipe bend under high Reynolds number by k-ε modelling // Engineering Science and Technology, an International Journal. 2016. Vol. 19, Issue. 2. P. 904–910.

20. Абу-Талёб Ш.А. Исследование и совершенствование широкоугольных диффузоров с целью повышения эффективности теплотехнического оборудования и элементов паровых турбин : Дис. ... канд. техн. наук. М.: МЭИ, 1994. 149 с.

Авторы публикации

Зарянкин Аркадий Ефимович – д-р техн. наук, профессор кафедры «Паровых и Газовых Турбин» Московского энергетического института (МЭИ). E-mail: ZaryankinAY@mpei.ru.

Падашмоганло Тохид – аспирант Московского энергетического института (МЭИ). E-mail: tohid.padashi@gmail.com.

References

1. Kostyuk A.G., Kumenko A.I., Nekrasov A.L. and et.al. An experimental analysis of pressure pulsations in the steam admission elements of a turbine installation // Thermal Engineering. 2000. Vol. 47, No. 6. P.529–537 (In Russian).

2. Kasilov V.F., Kalinin S.V., Gvozdev V.M. and et.al. A study of the vibrational activity of the control valves in the steam admission system of the HP cylinder in a K-200-130 steam turbine // Thermal Engineering. 2001. Vol. 48, No. 11. P.890–898 (In Russian).

3. Zaryankin V.A. Aerodynamic methods for increasing the efficiency and reliability of heat engineering elements and equipment in power thermal plants : Ph.D. thesis. Moscow Power Engineering Institute. 2000. 190 p (In Russian).

4. Zaryankin A.E., Padashmoghlanlo T., Osipov S.K. and Istomin S.A. Computational and analytical investigation of ejector tee junctions / TYAZHELOE MASHINOSTROENIE. 2018. No. 4. P.28–35 (In Russian).

5. VORTAB flow conditioners: <http://www.vortab.com/> (accessed: May 2018)

6. Cheng flow conditioners: http://www.chengfluid.com/flow_conditioner/ (accessed: May 2018)

7. SDI flow conditioner: <https://www.badgermeter.de/en/> (accessed: May 2018)

8. Low headless flow conditioner model 3000: <http://westfallstaticmixers.com/> (accessed: May 2018)

9. Laws E.M. Flow conditioning – a new development // Flow Measurement and Instrumentation. 1990. Vol. 1, Issue. 3. P.165–170.

10. Akashi K., Watanabe H., Koga. K. Development of new flow rectifier for shortening upstream straight pipe length of flow meter // In Proc. IMEKO Symp.1979. P.279.

11. Spearman E.P., Sattary J.A., Reader-Harris M.J. Comparison of velocity and turbulence profiles downstream of perforated plate flow conditioners // Flow Measurement and Instrumentation. 1996. Vol. 7, Issue. 3–4. P.181–199.
12. Frattolillo A., Massarotti N. Flow conditioners efficiency a comparison based on numerical approach // Flow Measurement and Instrumentation. 2002. Vol. 13, Issue. 1–2. P.1–11.
13. Laribi B., Wauters P., Youcefi A. Numerical Investigation of Contribution of Three Flow Conditioners in the Development and Establishment of Turbulent Flows //ASME 2010 3rd Joint US-European Fluids Engineering Summer Meeting. 2010. Vol. 2. P.233–238.
14. Melda Özdiñ Çarpınlioğlu, Emrah Özahi. Laminar flow control via utilization of pipe entrance inserts (a comment on entrance length concept) // Flow Measurement and Instrumentation. 2011. Vol. 22, Issue. 3. P.165–174.
15. Moloney F., Wickramaratne C., Almatrafi E. and et.al. Flow Conditioning Techniques for a Bent Pipe in a Constrained Latent Heat Storage System // ASME 2016 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. 2016. Vol. 7.: Fluids Engineering. pp. V007T09A010.
16. Zaryankin A.E., Rogalev N.D., Rogalev A.N. and et.al. New Flow Conditioners as a Means of Enhancing the Reliability and Efficiency of Power Equipment // Modern Applied Science. 2016. Vol. 10, Issue. 2. P.172–184.
17. Sudo K., Sumida M., Hibara H. Experimental investigation on turbulent flow in a circular-sectioned 90-degree bend // Experiments in Fluids. 1998. Vol. 25, No. 1. P.42–49.
18. Kim J., Yadav M., Kim S. Characteristics of Secondary Flow Induced by 90-Degree Elbow in Turbulent Pipe Flow // Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics. 2014. Vol. 8, Issue. 2. P.229–239.
19. Dutta P., Saha S.K., Nandi N., Pal N. Numerical study on flow separation in 90° pipe bend under high Reynolds number by k-ε modelling // Engineering Science and Technology, an International Journal. 2016. Vol. 19, Issue. 2. P.904–910.
20. Abu-Taleb SH. A. Investigation and improvement of wide – angle diffusers in order to increase the efficiency of heat engineering equipment and elements of steam turbines : Ph.D. thesis. Moscow Power Engineering Institute. 1994. 149 p (In Russian).

Authors of the publication

Arkadiy E. Zaryankin – Power Engineering Institute, Moscow, Russia. E-mail: ZaryankinAY@mpei.ru.

Tohid Padashmoghlanlo– Power Engineering Institute, Moscow, Russia E-mail: Tohid.padashi@gmail.com.

Поступила в редакцию

09 октября 2018 г.