
**ТЕПЛО- И МАССООБМЕН,
СВОЙСТВА РАБОЧИХ ТЕЛ И МАТЕРИАЛОВ**

**РАЗРАБОТКА УСТРОЙСТВА ПОДГОТОВКИ ПОТОКА
ДЛЯ ТРУБОПРОВОДОВ С ИСТОЧНИКАМИ АКУСТИЧЕСКОГО ШУМА¹**

© 2023 г. Н. С. Душин^а*, А. А. Валеев^а, С. А. Колчин^а, О. А. Душина^а

^аИнститут энергетики и перспективных технологий Федерального исследовательского центра
“Казанский научный центр Российской академии наук”, ул. Лобачевского, д. 2/31, г. Казань, 420111 Россия

*e-mail: ndushin@bk.ru

Поступила в редакцию 26.03.2023 г.

После доработки 14.05.2023 г.

Принята к публикации 01.06.2023 г.

Самый распространенный способ передачи природного газа – транспортировка по трубопроводам. Однако сложная пространственная конфигурация трубопроводных систем и наличие регулирующих устройств и задвижек нарушают однородность и симметрию профиля скорости, вызывают закрутку потока, генерируют акустические возмущения и создают условия для усиления акустического шума. Оценить и учесть все эти воздействия при измерении расхода газа почти невозможно, поэтому неопределенность измерений в сложных условиях течения может достигать 20%. Для повышения точности измерений рационально использовать устройства подготовки потока (УПП). Их функция заключается в формировании течения с известными характеристиками. Однако существующие модели УПП в основном разработаны для борьбы с ограниченным набором гидродинамических предысторий течения и, как правило, требуют совместной градуировки с расходомером. Проектирование УПП, работающих в широком спектре предысторий течения и способных снижать влияние акустики на точность измерений, практически не проводилось. В статье предложен подход к формированию проточной части УПП, направленный на решение описанных проблем. Его особенность – использование картриджа с набором соосных продольных перфорированных цилиндров, расположенных один в другом с переменным шагом по диаметру. На примере экспериментального образца устройства продемонстрирована эффективность выравнивания профилей скорости и их воспроизводимости на трубопроводах различной пространственной конфигурации при стационарном и нестационарном режиме течения. Рассматривается диапазон чисел Рейнольдса от нижнего порога, при котором работает большинство расходомеров, до значений, при которых течение становится автомодельным. Акустическая эффективность оценена для диапазона частот от 5 Гц до 120 кГц. В целом, экспериментальный образец хорошо справился с поставленными задачами. В то же время отмечено, что форма профилей скорости за предложенным устройством несколько отличается от развитого профиля скорости в прямой трубе. Решение этой проблемы требует оптимизации геометрических размеров устройства, что будет сделано в последующей работе.

Ключевые слова: устройство подготовки потока, расходомер, профиль скорости, трубопровод, потери давления, акустический шум, перфорированные пластины, коэффициент гидравлического сопротивления, число Рейнольдса

DOI: 10.56304/S004036362311005X

Природный газ – один из основных энергоносителей в промышленности и коммунальном хозяйстве. Его учет осуществляется при добыче, транспортировке, переработке и потреблении, в том числе и на предприятиях, где природный газ является сопутствующей средой. Самый распространенный способ передачи газа – транспортировка по трубопроводам. Этот процесс сопряжен с изменением давления и движением газа по трубопроводам, имеющим разные условный диа-

метр (D_y) и пространственную конфигурацию. В результате профили скорости течения газа в трубопроводе могут иметь существенные искажения, поток закручивается, а обтекание местных сопротивлений и работа технологического оборудования приводят к вибрациям трубопроводов и генерации акустических возмущений [1–3]. Эти эффекты негативно сказываются на точности измерения расхода газа и способны привести к неопределенности измерений до 20% [4–6].

Для нивелирования влияния местных сопротивлений на характеристики течения используют один из трех способов. Первый заключается в

¹ Исследование выполнено при финансовой поддержке Российского научного фонда (грант № 22-29-01392). <https://rscf.ru/project/22-29-01392/>

размещении между местным сопротивлением и расходомером участка прямолинейной гладкой круглой трубы нормированной длины. Второй сводится к принятию некоторого значения дополнительной неопределенности измерений, если в месте расположения расходомера параметры потока отличаются от параметров развитого течения в прямой гладкой трубе. При третьем способе между местным сопротивлением и расходомером устанавливают специальное выравнивающее устройство (устройство подготовки потока), формирующее известный или учтенный при калибровке расходомера профиль скорости.

Не углубляясь в детали, стоит отметить, что при первом способе диапазон требуемых длин прямолинейных участков составляет от 5 до 200 калибров трубы [7–14]. Однако анализ эксплуатационной документации на расходомеры газа показывает, что требуемые длины прямолинейных участков часто назначаются не на основании результатов исследования влияния предыстории течения на работу расходомера конкретного типа, а копированием рекомендаций для стандартных сужающих устройств. Также неясно, какой длины должен быть прямой участок трубы после местного сопротивления, тип которого не указан в технической документации либо градации его параметров слишком грубая. Так, например, для местного сопротивления типа “два колена” степень деформации профиля скорости и, следовательно, минимальная длина прямых участков должны зависеть от расположения в пространстве его конструктивных элементов [в одной или в разных плоскостях, U- или S-образная конфигурация, степень расширения (сужения) диффузора (конфузора) и т.д.]. Отсутствуют рекомендации по минимально допустимой длине прямого участка трубы при наличии выше по потоку от расходомера двух или более местных сопротивлений. Вызывают некоторые сомнения и рекомендации по длинам прямых участков при закрутке потока. Нет результатов исследования необходимой длины прямого участка после регулирующих клапанов с различной степенью открытия.

Что касается подхода с назначением дополнительной неопределенности измерений, то его сложность заключается в оценке информации о состоянии потока в месте установки расходомера. Зачастую достоверно провести эту оценку невозможно, тем более что состояние потока может изменяться во времени.

Третий способ (использование УПП) на сегодняшний день является наиболее приемлемым и распространенным решением. Проточная часть устройств подготовки потока обычно имеет вид пакета продольных труб, либо пакета пересекающихся пластин или направляющих лопаток, либо перпендикулярно установленного к направле-

нию потока диска с набором отверстий. Устройство может состоять также из сочетаний этих элементов. Известно несколько десятков модификаций таких устройств, различающихся диаметром отверстий и размещением их в дисках, пространственным расположением направляющих пластин (в том числе конфигурации по типу хонейкомба в аэродинамических трубах). Исследование их эффективности представлено, например, в работах [15–18].

Эффективность выравнивания профиля течения с применением перфорированных дисков (решеток) зависит от коэффициента сопротивления. Для обеспечения приемлемой на практике равномерности поля скорости при высокой степени искажения набегающего потока требуются достаточно высокие значения коэффициента сопротивления. Кроме того, при использовании плоских тонкостенных дисков с достижением некоторого критического значения коэффициента сопротивления начинает проявляться эффект растекания, который заключается в возникновении поперечного к набегающему потоку градиента давления, вследствие чего струйки газа растекаются в радиальном направлении, и на некотором расстоянии за диском профиль скорости получается перевернутым [19]. Применение пространственных решеток (толстых дисков, трубок) устраняет проблему переворачивания профиля скорости, но может привести к установлению за ними новой неравномерности профиля скорости [19].

Назначение упомянутых выше типов УПП – интенсификация турбулентного перемешивания и борьба с закруткой потока. Снижение акустических воздействий на расходомер в них не предусматривалось. Напротив, есть данные, свидетельствующие о том, что традиционное УПП может само являться источником акустического шума [20]. Шум в УПП генерируется высокоскоростными струями, выходящими из отверстий диска. Поэтому предпочтительнее выбирать диски с большим количеством отверстий малого диаметра. В то же время необходимо отметить, что использование поперечных перфорированных пластин (дисков) – один из известных и эффективных методов снижения шума от ударно-волновых струй.

Негативное воздействие акустики на работу расходомеров ярко иллюстрируется на примерах вихревого и ультразвукового расходомеров. Так, принцип действия вихревого расходомера основан на пропорциональности скорости потока частоте срыва вихрей за установленным в поток телом обтекания. Акустические колебания могут смещать эту частоту и оказывать непосредственное влияние на установленные в расходомере сенсоры. Сенсоры ультразвуковых расходомеров также восприимчивы к акустическим и гидродинамическим колебаниям [21, 22]. Эта восприим-

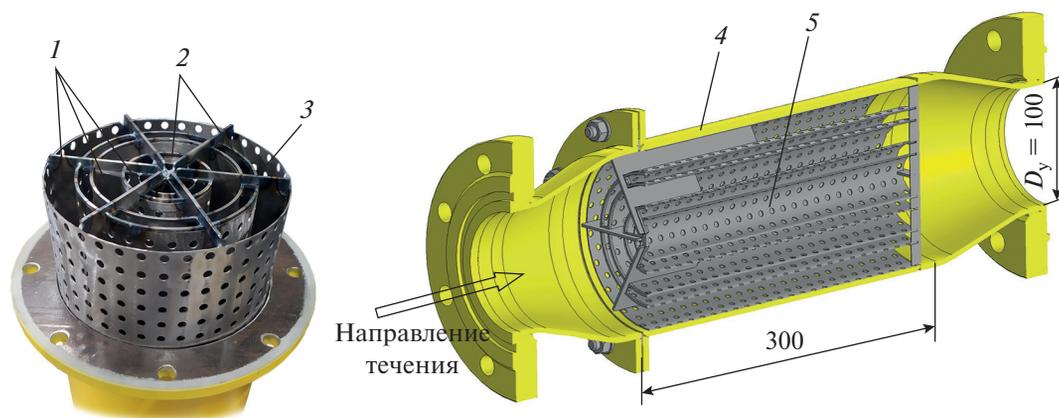


Рис. 1. Схема экспериментального образца УПП.

Радиальные зазоры: 1 – большие (по 17 мм, внутренний диаметр наименьшего цилиндра 34 мм); 2 – малые (по 9 мм); 3 – ребра; 4 – диаметр расширения (150 мм); 5 – диаметр отверстия (5 мм)

чивость выражается в смещении полезного сигнала по времени (фазе) и увеличении уровня шумов до значений, при которых становится сложно достоверно выделить полезный сигнал.

В данной работе рассматривается новый подход к профилированию проточной части УПП, при котором могут быть решены задачи не только выравнивания характеристик потока в широком диапазоне предыстории течения, но и снижения акустического шума. Предлагаемая конструкция состоит из расширенного по диаметру участка трубопровода, внутри которого размещается набор соосных продольных перфорированных цилиндров, расположенных один в другом с шагом, переменным по диаметру (рис. 1). Большие радиальные зазоры между цилиндрами служат для протока воздуха. Их площадь выбрана такой, чтобы скорость во всех крупных зазорах имела близкие значения. Полости с малым радиальным зазором служат для уменьшения акустического шума: происходят многократное переотражение звука между стенками полости, трение газа об отверстия перфорированных цилиндров и резонансные эффекты в перфорациях. Считается, что вследствие разницы между гидравлическими сопротивлениями больших и малых радиальных зазоров протоком в полостях с малыми радиальными зазорами можно пренебречь. Отсутствие торцевых заглушек на малых радиальных зазорах позволяет снизить гидравлическое сопротивление устройства из-за предотвращения отрыва течения на входах больших радиальных зазоров и уменьшения загромождения проточной части. Для устранения закрутки потока и проектного дистанционирования цилиндров во входной части устройства расположены продольные ребра. Переход между трубопроводом и обечайкой УПП, имеющими разные диаметры, осуществляется с помощью стандартных концентрических

соединительных элементов. Конструкция УПП предполагает сохранение рабочих характеристик в грязном и влажном газе (из-за отсутствия звукопоглощающего наполнителя и достаточно большого диаметра перфораций в цилиндрах) и малое гидравлическое сопротивление, что особенно важно для измерений в трубопроводах низкого давления.

Работоспособность предлагаемой конструкции УПП оценивалась на основе результатов исследования гидродинамических и акустических характеристик течения в участке трубопровода, расположенном ниже по течению от УПП. Профили скорости и пульсаций скорости измерялись двумерным оптическим методом Smoke Image Velocimetry (SIV). Подробное описание данного метода и оценка его характеристик представлены, например, в работах [23, 24]. Измерительное сечение находилось в разрыве проточной части камеры Эйфеля, соединенной с выходом УПП (рис. 2). Съемка и подсветка течения осуществлялись через плоские оптически прозрачные вставки камеры Эйфеля. Использовалась скоростная видеокамера Evercam 2000-4-M. Скорость съемки варьировалась в диапазоне от 675 до 8600 кадров в 1 с в зависимости от среднерасходной скорости течения. Световой нож создавался непрерывным DPSS-лазером SSP-ST-532-NB-5-5 мощностью 5 Вт. Толщина светового ножа в области съемки не превышала 1 мм. Окна (фрагменты изображения) для определения единичного вектора скорости имели размеры 12×16 пикселей (1.1×1.49 мм). Количество обрабатываемых пар кадров составляло от 2500 до 26 000 в зависимости от частоты съемки и режима течения (стационарного или нестационарного).

Движение рабочей среды обеспечивалось многоступенчатой осевой воздуходувкой Continental Industrie 077A1.05, работавшей на всасывание.

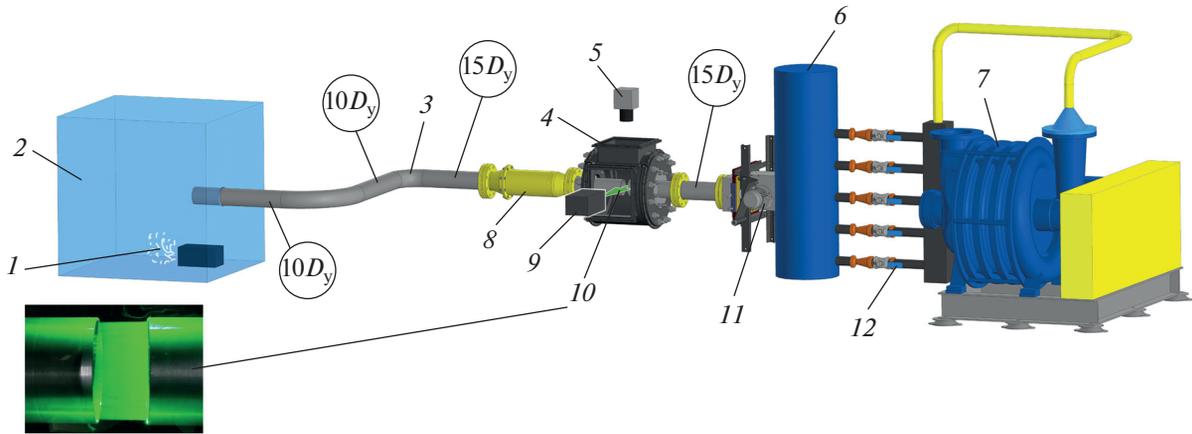


Рис. 2. Схема экспериментальной установки для измерения гидродинамических характеристик течения (в окружностях указаны длины прямых участков трубопровода; $D_y = 100$ мм). 1 – генератор дыма; 2 – камера подготовки дыма; 3 – предвключенный участок трубопровода; 4 – камера Эйфеля; 5 – скоростная видеокамера; 6 – ресивер (объемом 1.7 м^3); 7 – воздуходувка; 8 – УПП; 9 – лазер; 10 – место разрыва проточной части; 11 – пульсатор; 12 – критические сопла

Необходимый расход задавался калиброванными критическими соплами. Засев потока трассерами (задымление) осуществлялся генератором дыма Safex с жидкостью средней плотности и частицами, средний диаметр которых составлял около 2 мкм. Трассеры подмешивались в поток с использованием камеры подготовки дыма, представляющей собой короб объемом 1 м^3 со стенками из продуваемой ткани и охватывающей входное сечение трубопровода.

Коэффициент гидравлического сопротивления определялся при стационарном режиме течения по измеренным значениям перепада давления между входным и выходным сечениями УПП. Для снижения влияния концентрического перехода в выходной части УПП на результат измерений штуцер отбора давления за УПП располагался на дистанции 5 калибров трубы от выходного сечения УПП. Измерение перепада давления выполнялось датчиками “Метран-150CD”. При расчете коэффициента гидравлического сопротивления вводилась поправка на потери давления в добавленном участке трубы:

$$\xi = \frac{2\Delta p}{\rho U_b^2} - \frac{5 \times 0.3164}{\text{Re}^{0.25}}, \quad (1)$$

где Δp – измеренный перепад давления, Па; ρ и U_b – плотность, кг/м^3 , и среднерасходная скорость, м/с , газа в трубопроводе экспериментальной установки; Re – число Рейнольдса.

Наиболее важные гидродинамические условия для точного измерения расхода – отсутствие закрутки потока, симметрия и повторяемость профиля скорости. Эти условия существенно нарушаются при движении газа по изогнутым трубопроводам и трубопроводам с боковыми ответ-

влениями, запорной арматурой и редукторами. Поэтому в работе было исследовано течение за предлагаемым УПП, ко входу которого подключались прямая труба, трубопровод с изгибом на 90° , трубопровод с двумя изгибами на 90° в одной и разных плоскостях, прямой тройник, клиновья задвижка с различной площадью перекрытия канала, а также трубопровод с конструкцией, включающей в себя все перечисленные конфигурации (рис. 3).

Измеренные профили скорости на выходе представленных на рис. 3 трубопроводов показаны на рис. 4. Для каждой геометрической конфигурации измерения выполнялись в двух взаимно перпендикулярных плоскостях в диапазоне чисел Рейнольдса от 2300 до 30000, рассчитанных по среднерасходной скорости U_b и диаметру трубопровода. Нижняя граница значения числа Рейнольдса в данном случае соответствует нижнему пределу измерений большинства расходомеров. Выбор верхней границы числа Рейнольдса обусловлен тем, что профили скорости и ее пульсаций становятся автомодельными по числу Рейнольдса. Рассматривалось течение при стационарном режиме и режиме с наложенной нестационарностью. Последняя создавалась специализированным устройством (пульсатором), изменяющим расход с заданной частотой и амплитудой по закону, близкому к гармоническому [25].

Акустические исследования выполнялись с использованием микрофона Microtech Gefell MK301E с предусилителем MV310. Коэффициент снижения уровня шума рассчитывался как $A_{\text{вх}}/A_{\text{вых}}$, где $A_{\text{вх}}$ и $A_{\text{вых}}$ – значения амплитуды пульсаций давления, измеренные на входе в УПП и выходе из него. Пульсации давления генериро-

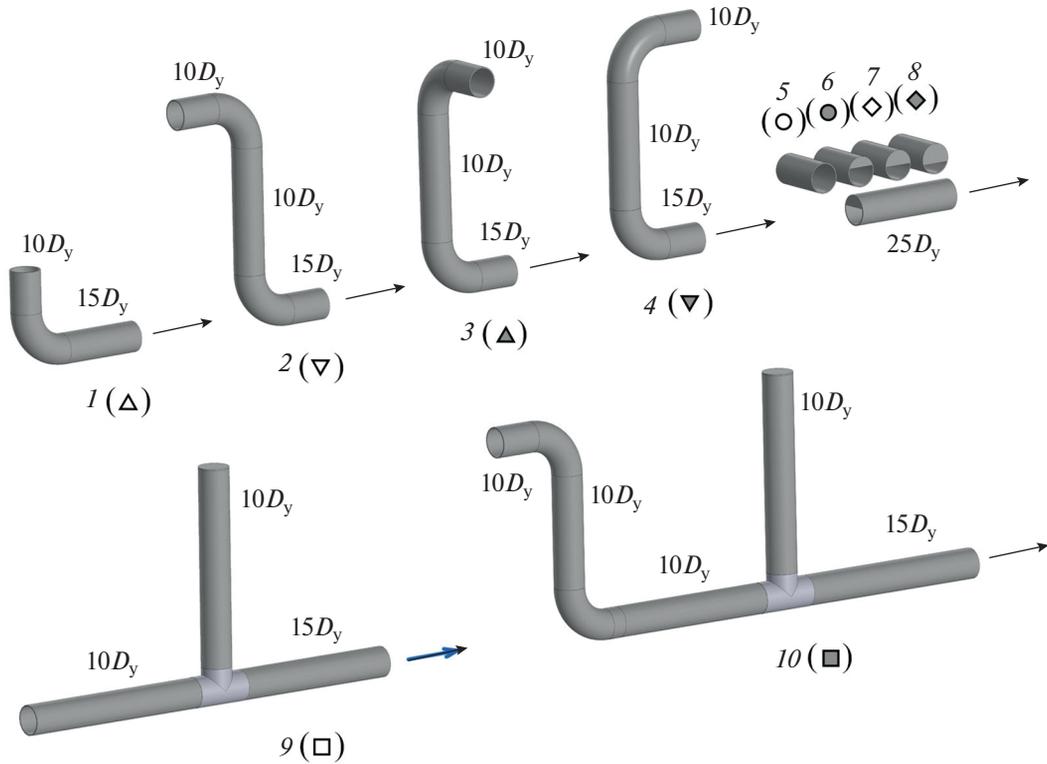


Рис. 3. Схемы исследованных форм предвключенных участков трубопровода. 1 – изгиб на 90°; два изгиба на 90°; 2 – S-образно, 3 – в перпендикулярных плоскостях, 4 – С-образно; 5 – прямая труба; 6, 7, 8 – прямая труба с имитацией клиновой задвижки (площадь перекрытия диаметра трубы – 30, 50 и 70% соответственно); 9 – прямой тройник с заглушенным отводом; 10 – сочетание простых конфигураций. Стрелками показано направление течения на выходе из трубопроводов. Знаки в скобках – обозначение соответствующих конфигураций на профилях. Множители D_y указывают длину прямых участков трубопроводов ($D_y = 100$ мм)

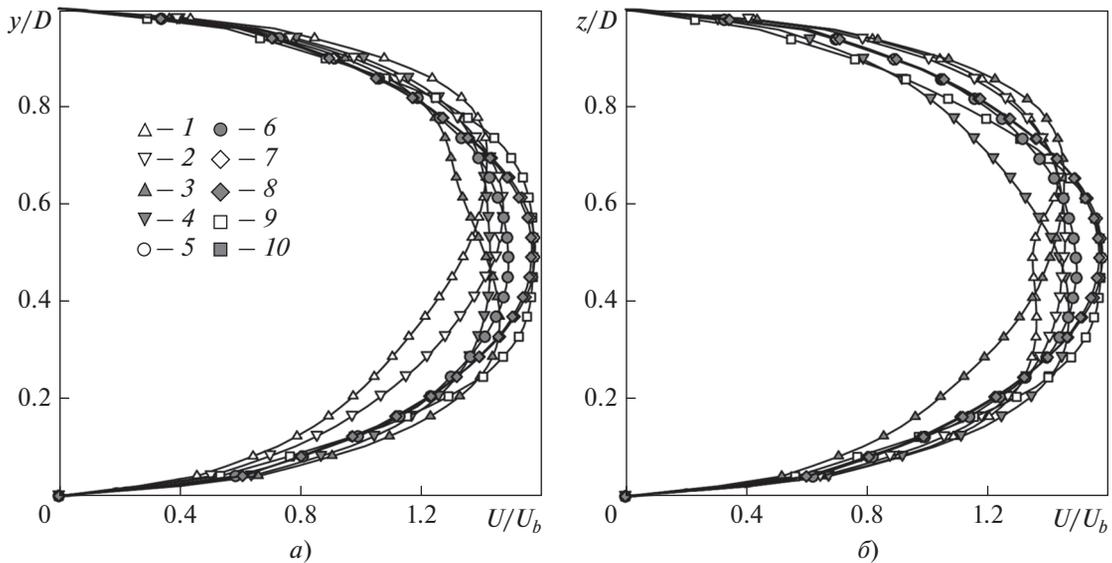


Рис. 4. Профили скорости U на выходе из предвключенных участков трубопровода. Плоскость: a – вертикальная; b – горизонтальная. Обозначения см. рис. 3

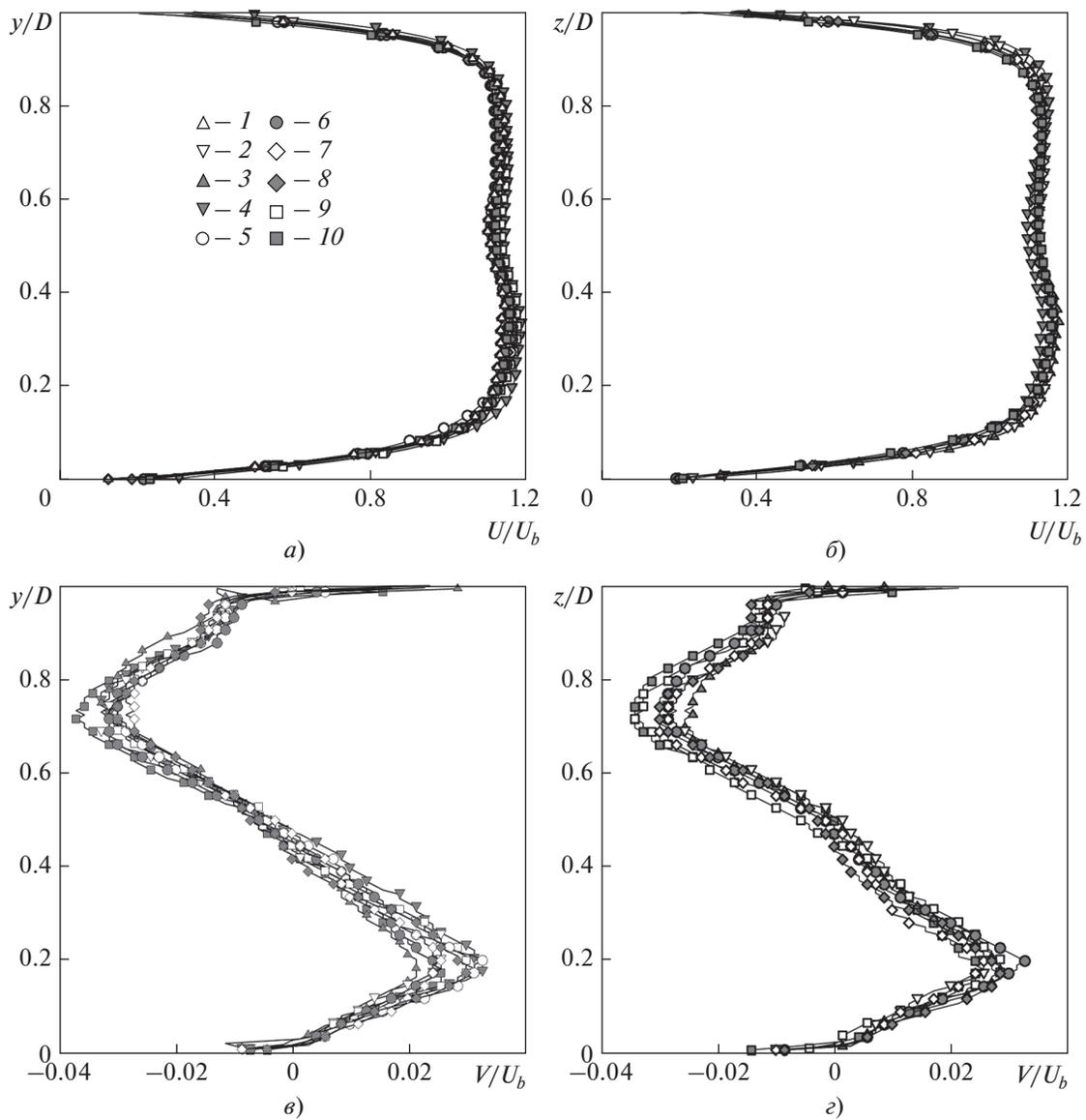


Рис. 5. Профили продольной U ($a, б$) и поперечной V ($в, г$) компонент скорости потока при стационарном режиме течения ($Re = 4700$).

Плоскость: $a, в$ – вертикальная; $б, г$ – горизонтальная.

Обозначения см. рис. 3

вались сверхзвуковым соплом (диаметр критического сечения 4 мм), размещенным внутри прямой трубы $D_y = 100$ мм длиной 4.75 м. Устройство подготовки потока соединялось с выходным сечением трубы. Сопло было ориентировано соосно с трубой и имело отдельную линию подвода сжатого воздуха. Перепад давления на сопле поддерживался одинаковым и составлял 0.7 МПа. Проток воздуха через трубу, за исключением проходящего через сопло расхода, отсутствовал. Расстояние между микрофоном и соплом было постоянным и равнялось 2.2 м. Для сбора данных применялся цифровой осциллограф АК ИП-72204А. При изме-

рениях микрофон последовательно устанавливался в сечение перед УПП и после него.

Обобщение полученных экспериментальных данных (рис. 5, $a, б$) показывает, что профили скорости на выходе из УПП при стационарном режиме течения можно разделить на две группы по признаку согласования формы и значений при варьировании конфигурации предвключенного участка. К первой группе относятся трубопроводы с изгибами и трубопровод с боковым отводом. Вторая группа объединяет трубопроводы различных конфигураций, имеющие на входе клиновую задвижку. Причем для второй группы Примеча-

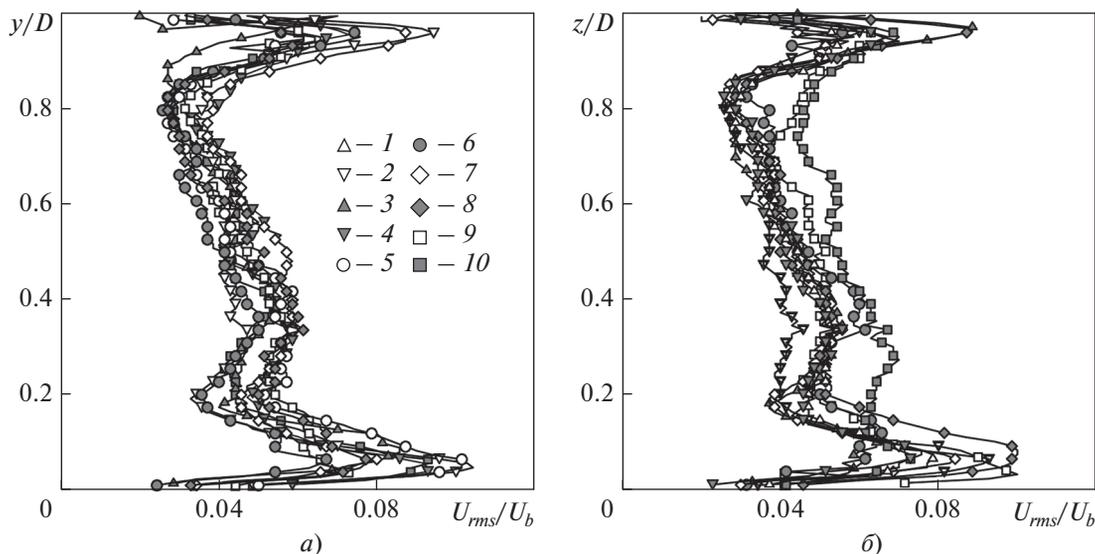


Рис. 6. Профили среднеквадратических пульсаций продольной компоненты скорости потока (U_{rms}) при стационарном режиме течения ($Re = 4700$). Плоскость: *a* – вертикальная; *б* – горизонтальная. Обозначения см. рис. 3

тельным оказался факт незначительного влияния на результаты измерений коэффициента перекрытия проходного сечения задвижки (перекрытая площадь варьировалась от 0 до 70%). Рассогласование значений между группами профилей скорости не превышало 3%. В обеих группах профили скорости близки к типичной для развитого турбулентного течения форме, однако на периферии ядра потока имелись области ускорения течения. Судить об этом можно по профилям продольной компоненты скорости потока (см. рис. 5, *a*, *б*), на которых выделяются максимумы, превышающие значение на оси канала, или по профилям поперечной компоненты скорости (рис. 5, *в*, *г*), на которых в рассматриваемых областях имеются противоположные по знаку экстремумы. Наиболее вероятная причина получения таких профилей – отсутствие камеры смещения в УПП (участка корпуса УПП между выходным срезом цилиндрических вставок и началом сужающейся части корпуса). Эта гипотеза будет проверена в предстоящих исследованиях. Тем не менее уже сейчас можно констатировать, что в части выравнивания и повторяемости профилей скорости предложенное УПП показало хорошие результаты и может применяться в расходомерии.

Согласование профилей скорости и ее пульсаций, полученных во взаимно перпендикулярных плоскостях (рис. 6 и 5, *в*, *г*), демонстрирует возможности предложенного УПП по нивелированию закрутки потока и показывает, что турбулентность в следе за УПП можно считать изотропной с типичной для турбулентных течений амплитудой

пульсаций скорости. Видимое расхождение профилей на рис. 6 – следствие различного сопротивления предвключенных участков трубопровода, которое приводит к изменению давления в расчетном сечении при постоянстве расхода через критические сопла. Соответственно изменяется объемный расход в расчетном сечении $Q_{p,c}^*$ при температуре торможения, одним из множителей которого является выражение $(1 - \Delta p/p_{p,c})$, где Δp – перепад давления между расчетным сечением и ресивером, а $p_{p,c}$ – абсолютное давление в расчетном сечении. Объемный расход в расчетном сечении $Q_{p,c}$, в свою очередь, равен

$$Q_{p,c} = Q_{p,c}^* \left\{ 1 - \left(Q_{p,c}^*/F \right)^2 / [2kR/(k-1)] \right\}, \quad (2)$$

где F – площадь расчетного сечения, m^2 ; k – показатель изоэнтропы; R – удельная газовая постоянная, Дж/(кг · К).

Поправка на изменение среднерасходной скорости в расчетном сечении в представленных данных осознанно не вводилась, так как поставить эксперименты, задав условия на входной и выходной границах экспериментального участка, существенно проще, чем подобрать граничные условия для воспроизведения условий в сечении канала. Тем не менее, при анализе результатов поправка на изменение среднерасходной скорости в расчетном сечении принималась во внимание.

Повторяемость и форму профилей продольной компоненты скорости при варьировании чис-

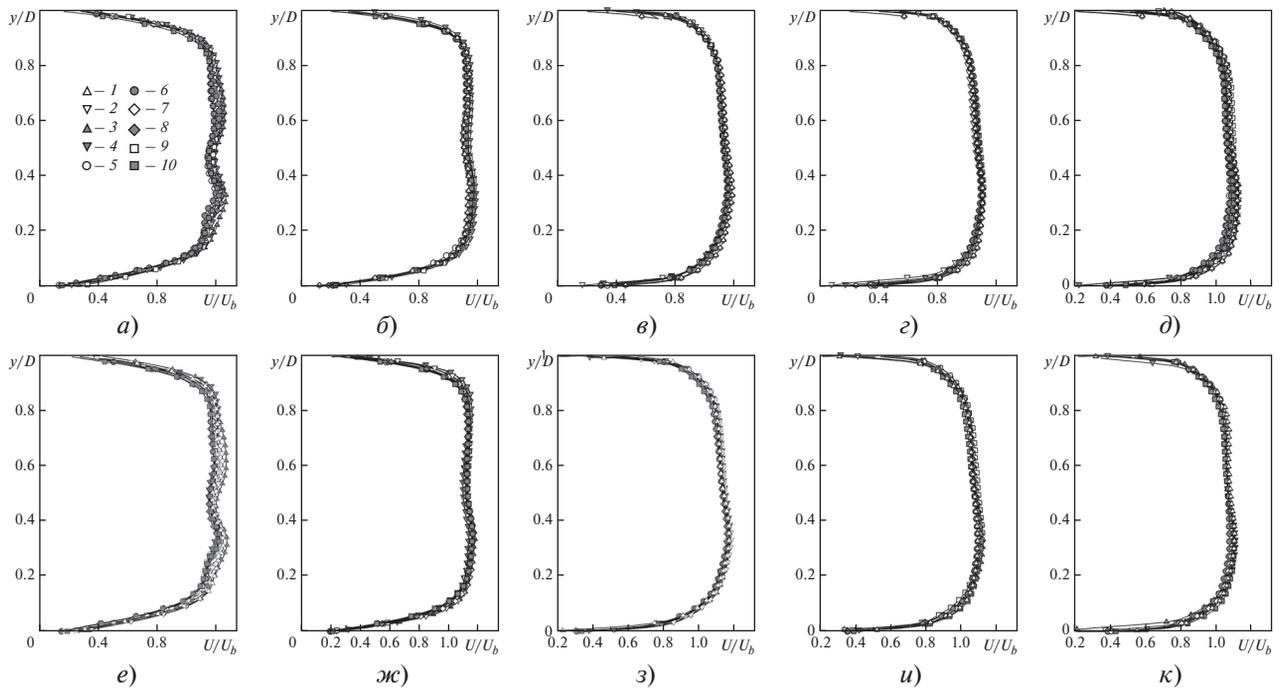


Рис. 7. Эффективность выравнивания профилей скорости при различных числах Рейнольдса. Плоскость: *a–d* – вертикальная; *e–к* – горизонтальная. Число Re: *a, e* – 2300; *б, ж* – 4700; *в, з* – 11 700; *г, и* – 18 700; *д, к* – 30 000. Обозначения см. рис. 3

ла Рейнольдса также можно считать хорошими (рис. 7). Видимый перекося профилей скорости, проявившийся при числах $Re = 11\,700–18\,700$, в целом типичен для изогнутых трубопроводов и при числе Рейнольдса 30000 практически нивелируется. Для наиболее искаженного на рис. 7 профиля ($Re = 11\,700$, горизонтальная плоскость) максимальное значение превосходит среднее на 10%, тогда как на входе в УПП (см. рис. 4) превышение максимума скорости относительно среднего значения по профилю достигает 30%.

Полученные спектры амплитуды пульсаций скорости при нестационарных режимах течения (рис. 8) показывают, что предлагаемое устройство хорошо справляется с подавлением частот наложенных пульсаций скорости в широком диапазоне. При малых значениях безразмерной амплитуды наложенных пульсаций скорости $\beta = A_u/U_b < 0.15$ (A_u – амплитуда изменения скорости при нестационарных режимах течения, м/с) в спектрах выделяются только частоты до 12.5 Гц. При $\beta = 0.2$ диапазон частот, на которых в потоке сохраняется отклик (реакция) на внешнее воздействие, увеличивается до 31.5 Гц.

Профили скорости при $\beta = 0.1$ на всех частотах воздействия близки к результату выравнивания поля течения в стационарных условиях (рис. 9). При увеличении β профили скорости становятся более равномерными. Отклонения значений без-

размерной скорости течения от значений в стационарном режиме для частот выше 31.5 Гц не превышают 4%. Для выделяющихся в спектрах частот 10 и 31.5 Гц отклонение возрастает до 8%.

Коэффициент гидравлического сопротивления ξ (рис. 10) предлагаемого устройства оказался меньше, чем у многих вариантов трубчатых УПП (на рисунке для сравнения представлена модель АГА 3 19), коэффициенты сопротивления которых могут достигать 5. Типичные значения коэффициента гидравлического сопротивления для дисковых УПП находятся в интервале 2.3–14.0 (Mitsubishi, Laws, Nova, Zanker, Sprengle, CPA, ИРВИС). В абсолютных значениях сопротивление предлагаемого УПП при стандартных условиях в исследованном диапазоне скоростей не превышало 60 Па, что, кроме упомянутого ранее отсутствия торцевых заглушек и малого загромождения проточной части, связано с местным расширением устройства. На это указывает несколько меньший, по сравнению с другими дисковыми УПП, коэффициент сопротивления устройства подготовки потока “Турбулизатор-У” компании ИРВИС, который также имеет местное расширение проточной части. Стоит отметить, что избыточное увеличение диаметра местного расширения относительно диаметра трубопровода негативно сказывается на формировании профилей скорости за устройством.

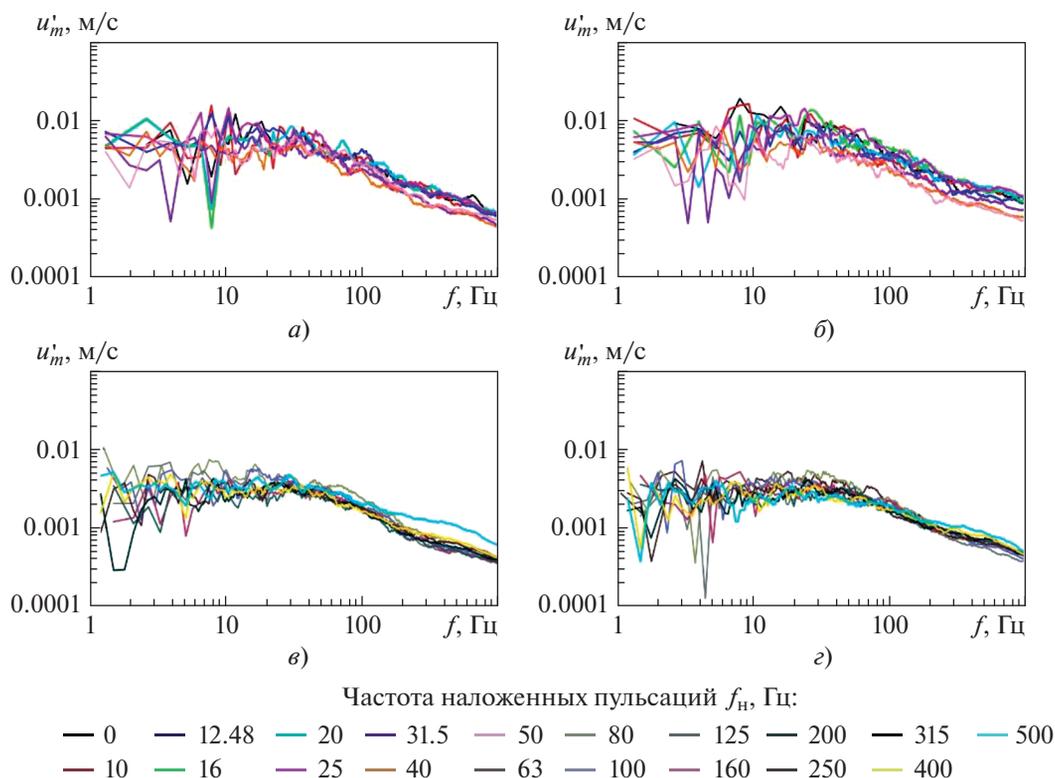


Рис. 8. Амплитудные спектры продольных пульсаций скорости u'_m при нестационарных режимах течения ($Re = 11700$). Конфигурация предвключенного трубопровода “л” (см. обозначения рис. 3). Диапазон частот наложенных пульсаций расхода f_H , Гц: а, б – от 0 до 50; в, г – от 63 до 500. β : а, в – 0.1; б, г – 0.2

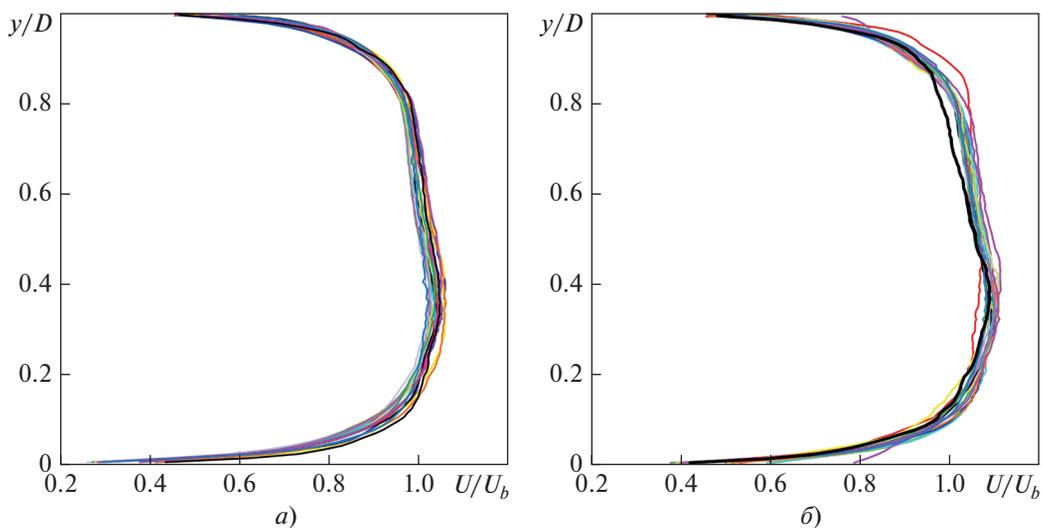


Рис. 9. Осредненные по времени профили скорости на нестационарных режимах течения (вертикальная плоскость, $Re = 11700$). Конфигурация предвключенного трубопровода “л”. β : а – 0.1; б – 0.2. Обозначения см. рис. 8

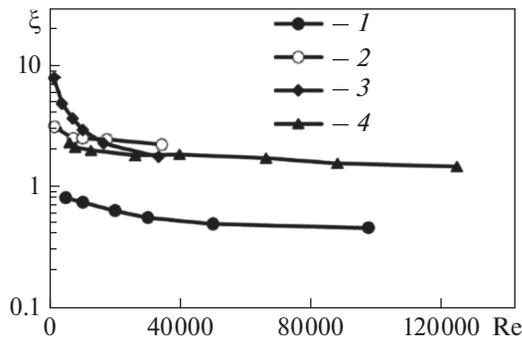


Рис. 10. Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления ξ устройства подготовки потока от числа Re.

1 – предлагаемое УПП; 2 – CPA 50E; 3 – AGA 3 19-Tube Bundle; 4 – “Турбулизатор-У” компании ИРВИС

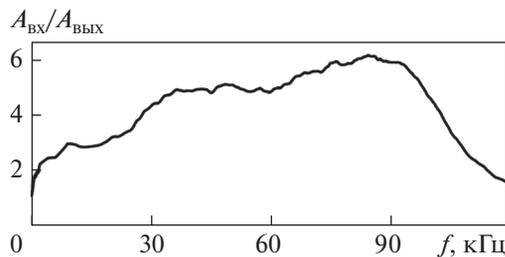


Рис. 11. Коэффициент снижения уровня шума в диапазоне частот от 5 Гц до 120 кГц (средние значения в полосах шириной 380 Гц)

Результаты акустических измерений в диапазоне частот от 5 Гц до 120 кГц показывают, что УПП имеет высокую эффективность в полосе частот от 30 до 100 кГц (рис. 11). В пересчете на скорость звука в природном газе (для среднего значения скорости звука при давлениях от 0.1 до 15 МПа и температуре 300 К) полоса высокоэффективной работы УПП будет составлять 35–118 кГц. В этой области частот хорошо работают перфорации цилиндрических вставок – уровень шума снижается в 5–6 раз. Такой результат имеет большую практическую значимость для ультразвуковой газовой расходомерии, так как рассмотренный диапазон частот покрывает область частот, в которой пьезоэлектрические преобразователи, используемые в ультразвуковых расходомерах, имеют наиболее высокую чувствительность. Полка значений на участке от 10 до 25 кГц обусловлена переотражением волн между стенками цилиндрических вставок. В области частот до 10 кГц среднее значение коэффициента снижения уровня шума падает до 2 с минимумами на самых нижних частотах (меньше 1 кГц), что связано с увеличением длин волн низкочастотных колебаний по сравнению с длиной цилиндрических вставок (частота волны при скорости звука в воздухе 340 м/с и длине вставок 0.3 м составляет 1133 Гц). Резкое падение коэффициента снижения шума при частотах более 100 кГц

и его стремление к единице являются следствием уменьшения чувствительности использованного микрофона.

ВЫВОДЫ

1. Разработанный экспериментальный образец УПП, в отличие от его аналогов, не только нивелирует гидродинамическую неравномерность течения, но и успешно снижает акустический шум в широком диапазоне частот.

2. Предложенная конструкция УПП эффективно выравнивает профили скорости в каналах с широким набором пространственных форм предвключенных участков трубопровода. Сформированные на выходе из УПП профили скорости имеют хорошую повторяемость в пределах фиксированных чисел Рейнольдса. В процессе развития потока по числу Рейнольдса от начала турбулентного режима течения до автомодельной области различие в профилях скорости колеблется в пределах 10%. Устройство подготовки потока в значительной степени устраняет перекосы профилей скорости, связанные с изгибами трубопровода.

3. Эффективность выравнивания профилей скорости при нестационарных режимах течения сопоставима с результатами, полученными при стационарном режиме течения. Для аналогов подобные испытания не проводились.

4. Коэффициент гидравлического сопротивления предложенного УПП в 5 раз ниже среднего значения для трубчатых УПП и в 14 раз меньше средних значений для дисковых УПП.

5. Наибольшая акустическая эффективность УПП достигнута в диапазоне частот от 30 до 100 кГц. Максимальное значение коэффициента снижения уровня шума составляет 6 раз (15.6 дБ). Осредненный по диапазону частот коэффициент снижения уровня шума в диапазоне от 5 Гц до 10 кГц равен 6 дБ (2 раза), в диапазоне частот от 10 до 25 кГц – 9.5 дБ (3 раза).

6. Устройство подготовки потока рассмотренной в статье конфигурации является первым экспериментальным образцом. Предложенное устройство оказалось достаточно эффективным, но не лишенным недостатков. В ближайшей перспективе могут быть исследованы факторы, влияющие на гидравлическое сопротивление, эффективность и стабильность работы устройства, а также осуществлена оптимизация конфигурации проточной части УПП в целях устранения следа ускорения течения, полного исключения следа от деформаций профиля скорости, связанных с изгибами трубопровода, и увеличения акустической эффективности устройства с учетом требований к гидравлическому сопротивлению и работы в загрязненном и влажном газе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Снижение** вибрации и шума от энергетических установок пассивными и активными методами / А.В. Кирюхин, О.О. Мильман, Л.Н. Сережкин, Е.А. Лошкарева // *Теплоэнергетика*. 2022. № 11. С. 57–68.
<https://doi.org/10.56304/S0040363622110029>
2. **Определение** причин возникновения резонансных вибраций трубопроводов свежего пара энергоблока № 1 Нововоронежской АЭС-2 / Р.П. Ануркин, Г.В. Аркадов, В.А. Бельшко, И.О. Будько, И.Н. Гусев, А.В. Кузьмин, Ю.Ф. Кутдюсов, М.Т. Слепов // *Теплоэнергетика*. 2022. № 8. С. 14–20.
<https://doi.org/10.56304/S0040363622080021>
3. **Михеев Н.И., Кратиров Д.В., Душин Н.С.** Моделирование нестационарных процессов в газотранспортных системах // *Газовая промышленность*. 2010. Т. 3. № 643. С. 50–52.
4. **Simulation-based** determination of systematic errors of flow meters due to uncertain inflow conditions / A. Weissenbrunner, A. Fiebach, S. Schmelter, M. Bär, P.U. Thamsen, T. Lederer // *Flow Meas. Instrum.* 2016. V. 52. P. 25–39.
<https://doi.org/10.1016/j.flowmeasinst.2016.07.011>
5. **Systematic** investigation of flow profiles in pipes and their effects on gas meter behaviour / B. Mickan, G. Wendt, R. Kramer, D. Dopheide // *Measurement*. 1997. V. 22. Is. 1–2. P. 1–14.
[https://doi.org/10.1016/S0263-2241\(97\)00053-5](https://doi.org/10.1016/S0263-2241(97)00053-5)
6. **Measurement** of fluid flow in closed conduits – Guidelines on the effects of flow pulsations on flow-measurement instruments. 4th ed. ISO/TR 3313: 2018. International Standards Organization, 2018.
7. **Mattingly G.E., Yeh T.T.** Effects of pipe elbows and tube bundles on selected types of flowmeters // *Flow Meas. Instrum.* 1991. V. 2. Is. 1. P. 4–13.
[https://doi.org/10.1016/0955-5986\(91\)90050-2](https://doi.org/10.1016/0955-5986(91)90050-2)
8. **Measurement** of fluid flow in closed conduits – Ultrasonic meters for gas. Part 1: Meters for custody transfer and allocation measurement. ISO 17089-1:2019. International Standards Organization, 2019. P. 121.
9. **Chen W., Wu J., Li C.** The investigation on the flow distortion effect of header to guarantee the measurement accuracy of the ultrasonic gas flowmeter // *Appl. Sci.* 2021. V. 11. Is. 8. P. 3656.
<https://doi.org/10.3390/app11083656>
10. **Hallanger A., Saetre C., Frøysa K.-E.** Flow profile effects due to pipe geometry in an export gas metering station – Analysis by CFD simulations // *Flow Meas. Instrum.* 2018. V. 61. P. 56–65.
<https://doi.org/10.1016/j.flowmeasinst.2018.03.015>
11. **Flow** rate measurement in stacks with cyclonic flow – Error estimations using CFD modelling / J. Geršl, S. Knotek, Z. Belligoli, R.P. Dwight, R.A. Robinson, M.D. Coleman // *Measurement*. 2018. V. 129. P. 167–183.
<https://doi.org/10.1016/j.measurement.2018.06.032>
12. **Eichler T., Lederer T.** Flow development behind a swirl generator in a hot-water standard measuring facility for large volume rates // *Flow Meas. Instrum.* 2015. V. 42. P. 89–97.
<https://doi.org/10.1016/j.flowmeasinst.2015.01.005>
13. **Mickan B., Strunck V.** A primary standard for the volume flow rate of natural gas under high pressure based on laser Doppler velocimetry // *Metrologia*. 2014. V. 51. Is. 5. P. 459–475.
<https://doi.org/10.1088/0026-1394/51/5/459>
14. **Systematic** investigation of pipe flows and installation effects using laser Doppler anemometry. Part II: The effect of disturbed flow profiles on turbine gas meters – a describing empirical model / B. Mickan, G. Wendt, R. Kramer, D. Dopheide // *Flow Meas. Instrum.* 1996. V. 7. Is. 3–4. P. 151–160.
[https://doi.org/10.1016/S0955-5986\(97\)00010-1](https://doi.org/10.1016/S0955-5986(97)00010-1)
15. **Spearman E.P., Sattary J.A., Reader-Harris M.J.** Comparison of velocity and turbulence profiles downstream of perforated plate flow conditioners // *Flow Meas. Instrum.* 1996. V. 7. Is. 3–4. P. 181–199.
[https://doi.org/10.1016/S0955-5986\(96\)00013-1](https://doi.org/10.1016/S0955-5986(96)00013-1)
16. **Laws E.M., Ouazzane A.K.** A further study into the effect of length on the Zanker flow conditioner // *Flow Meas. Instrum.* 1995. V. 6. Is. 3. P. 217–224.
[https://doi.org/10.1016/0955-5986\(95\)00010-J](https://doi.org/10.1016/0955-5986(95)00010-J)
17. **Laws E.M., Ouazzane A.K.** A preliminary study into the effect of length on the performance of the Etoile flow straightener // *Flow Meas. Instrum.* 1995. V. 6. Is. 3. P. 225–233.
[https://doi.org/10.1016/0955-5986\(95\)00011-A](https://doi.org/10.1016/0955-5986(95)00011-A)
18. **Ouazzane K., Benhadj R.** An experimental investigation and design of flow-conditioning devices for orifice metering // *Proc. Inst. Mech. Eng., Part C: J. Mech. Eng. Sci.* 2007. V. 221. Is. 3. P. 281–291.
<https://doi.org/10.1243/0954406JMES382>
19. **Идельчик И.Е.** Аэрогидродинамика технологических аппаратов. М.: Машиностроение, 1983.
20. **Kinzie K., Henderson B., Haskin H.** Aeroacoustic characteristics of model jet test facility flow conditioners // *Proc. of the 11th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conf. (26th AIAA Aeroacoustics Conf.) Monterey, California, USA, 23–25 May 2005*.
<https://doi.org/10.2514/6.2005-3055>
21. **Effect** of ultrasonic noise generated by pressure control valves on ultrasonic gas flowmeters / W. Kang, S.-H. Lee, S.-J. Lee, Y.-C. Ha, S.-S. Jung // *Flow Meas. Instrum.* 2018. V. 60. P. 95–104.
<https://doi.org/10.1016/j.flowmeasinst.2018.02.023>
22. **Goltsman A., Saushin I.** The resulting effect of flow pulsations on calibration constant of acoustic path in ultrasonic flowmeters // *Sensors*. 2022. V. 22. Is. 7. P. 2815.
<https://doi.org/10.3390/s22072815>
23. **SIV** measurements of flow structure in the near wake of a circular cylinder at $Re = 3900$ / V.M. Molochnikov, N.I. Mikheev, A.N. Mikheev, A.A. Paereliy, N.S. Dushin1, O.A. Dushina // *Fluid Dyn. Res.* 2019. V. 51. Is. 5. P. 055505.
<https://doi.org/10.1088/1873-7005/ab2c27>
24. **Mikheev N.I., Dushin N.S.** A method for measuring the dynamics of velocity vector fields in a turbulent flow using smoke image-visualization videos // *Instrum. Exp. Tech.* 2016. V. 59. Is. 6. P. 882–889.
<https://doi.org/10.1134/S0020441216060063>
25. **Generation** of sinusoidal pulsating flows in the channels of experimental setups / A. Goltsman, I. Saushin, N. Mikheev, A. Paereliy // *Flow Meas. Instrum.* 2019. V. 66. P. 60–66.
<https://doi.org/10.1016/j.flowmeasinst.2019.02.006>

Flow Conditioners for Pipelines with Sources of Acoustic Noise

N. S. Dushin^a *, A. A. Valeev^a, S. A. Kolchin^a, and O. A. Dushina^a

^a *Institute of Power Engineering and Advanced Technologies of the Federal Research Center
“Kazan Scientific Center of the Russian Academy of Sciences”, Kazan, 420111 Russia*

**e-mail: ndushin@bk.ru*

Abstract—The most popular way to transport natural gas is to use pipelines. However, complex spatial configuration of pipeline systems, as well as regulating devices and gate valves, break the uniformity and symmetry of the velocity profile, induce swirling flows, generate acoustic disturbance, and promote amplification of acoustic noise. It is almost impossible to estimate and take into account all these effects in gas metering. Therefore, the measurement uncertainty in complex conditions can be as high as 20%. It is reasonable to employ flow conditioners (FC) in order to increase the measurement accuracy. Their function is to form the flow with known characteristics. The existing FC models, however, were designed to deal with a limited set of flow histories and typically require calibration in combination with a flow meter. There are almost no FCs able to deal with a wide spectrum of flow histories and mitigate the effect of acoustics on the measurement accuracy. The study submits an approach to the design of the flow passage inside FC that addresses the described problems. The proposed FC has a cartridge containing a set of coaxial perforated streamwise cylinders nested within one another with a varied pitch along the diameter. An experimental model of the device demonstrated its effectiveness in velocity profile conditioning and reproducibility of profiles in steady and unsteady flows in pipelines of different spatial configurations. The Reynolds number range considered in the study spans from the lower threshold, at which the majority of flow meters operate, to the values at which the flow becomes self-similar. The acoustic efficiency was estimated for the frequency range of 5 Hz to 120 kHz. In general, the experimental model met all challenges successfully. At the same time, the shape of velocity profiles downstream of the device is somewhat different from the developed velocity profile in straight pipes. This problem will require optimization of the device geometry, which will be addressed in the future research.

Keywords: flow conditioner, flow meter, velocity profile, pipeline, pressure loss, acoustic noise, perforated plates, drag coefficient, Reynolds number