

Введение В настоящее время в связи с внедрением в промышленность энергосберегающих технологий значительное внимание уделяется снижению погрешности измерения расхода энергоносителей. Особенно остро эта проблема стоит перед производителями и потребителями энергоресурсов в России, поскольку переход к рыночным механизмам в экономике вынуждает искать пути снижения необоснованных затрат. Среди требований к средствам измерения расхода текучих сред важнейшим является высокая точность измерения [1, 8-9]. Снижение погрешности измерения приводит к необходимости учета целого ряда факторов, влияние которых на работу того или иного расходомера ранее либо учитывалось не в полной мере, либо вообще не принималось во внимание. К числу основных факторов, оказывающих влияние на погрешность измерения расхода, можно отнести неравномерность потока на входе в расходомер и его неизотермичность. Источником неравномерности потока являются различные местные сопротивления, расположенные выше по течению от расходомера. Неизотермичность потока может возникать при расположении узлов учета газа в отапливаемых помещениях, а основной магистрали – за их пределами. Задача возможно более полного исключения (или учета) влияния неравномерности потока на погрешность измерения расхода тесно связана с проблемой формирования как равномерного, так и заданного неравномерного поля течения в каналах различного технологического оборудования. Наиболее полно подходы к ее решению изложены в работах И.Е.Идельчика [2 – 5]. Большинство исследований, выполненных в этом направлении, относится к решению задачи выравнивания потока во входном сечении технологических аппаратов различного назначения, что позволяет обеспечить близкую к расчетной эффективность таких аппаратов и исключить возможность возникновения аварийных ситуаций [2]. Выравнивание потока можно осуществить при помощи сеток или решеток, устанавливаемых в сечении канала. Получение приемлемой для практики равномерности поля скорости при этом связано с достаточно высоким гидравлическим сопротивлением этих устройств. Кроме того, при достижении определенного значения сопротивления струйки жидкости начинают растекаться по решетке в радиальном направлении и на некотором расстоянии за решеткой профиль скорости получается перевернутым, т.е. за решеткой максимум скорости соответствует минимуму скорости перед решеткой и наоборот. Выравнивающее действие сеток (решеток) зависит от типа неравномерности поля скорости перед ними. Получение «перевернутого» профиля скорости возможно при использовании плоских тонкостенных решеток. Однако и применение так называемых пространственных решеток (решетки, выполненные из трубок, стержней, решетки в толстых пластинах и др.), хотя и не имеет указанного недостатка, но может приводить к установлению за ними новой неравномерности профиля скорости [2, 3]. Применительно к измерению расхода текучих сред формирование близкого к равномерному поля течения

перед первичным преобразователем расходомера (сужающего устройства или обтекаемого тела вихревого расходомера) должно обеспечиваться для любых типов неравномерности набегающего потока. При этом должны выполняться достаточно высокие требования к величине погрешности измерения расхода ($\pm 1\%$ в основном диапазоне измерения расхода), а устройство формирования поля скорости должно иметь небольшие габариты и возможно меньший коэффициент сопротивления. Существующие кондиционеры потока можно разделить на две группы. К первой относятся струевыпрямители, устраняющие закрутку потока и снижающие интенсивность его пульсаций. Они выполнены в виде пластин или трубок, расположенных по потоку. Вторая группа включает устройства подготовки потока, чаще всего имеющие форму достаточно толстого диска с отверстиями и отличающиеся диаметром отверстий и их расположением. Эти устройства ликвидируют или значительно уменьшают вихреобразование, а также полностью или частично устраняют деформации профиля скорости потока. Иногда встречаются и комбинации обеих групп. Однако функциональные элементы кондиционеров потока (решетки, пластины и т.д.) – размещаются в габаритах трубопровода, где необходимо выполнять измерение расхода энергоносителя. В этих условиях эффективное выравнивание поля скорости кондиционером потока связано со значительным гидравлическим сопротивлением, а диапазон чисел Рейнольдса, в котором кондиционер потока эффективно выполняет свои функции, остается недостаточно широким. По этой причине использование существующих кондиционеров потока не исключают необходимости применения прямых предвключенных участков трубы перед расходомером, что приводит к увеличению габаритов узлов учета. Следует также отметить, что в научной литературе и в технической документации на существующие кондиционеры потока отсутствует информация о возможности этих устройств оказывать влияние на интенсивность пульсации скорости. Тем не менее, известно (напр. [6]), что высокий уровень пульсаций параметров потока может приводить к появлению дополнительной погрешности измерения расхода. Кроме того, практически не рассматриваются вопросы выравнивания температурного поля кондиционером потока. В настоящей работе предлагается подход для обеспечения возможно более полного выравнивания поля скорости и интенсивности ее пульсаций перед расходомером независимо от типа местного сопротивления. Разработан универсальный кондиционер потока, в котором реализован этот подход, и выполнены экспериментальные исследования его характеристик. Универсальный кондиционер потока Анализ используемых методов решения проблемы формирования равномерного или заданного неравномерного поля течения позволило предложить следующий подход для обеспечения возможно более полного выравнивания поля скорости и интенсивности ее пульсаций перед расходомером. Сформированное местным сопротивлением неравномерное поле скорости должно быть сначала разрушено

за счет расширения потока с формированием отрывной области. Далее поток интенсивно перемешивается, а затем при помощи поджатия формируется течение с возможно более близкими к равномерным профилями скорости и турбулентности потока. Принципиальная схема универсального выравнивающего устройства (кондиционера потока), реализующего указанный подход, показана на рис.1. Для расширения потока в кондиционере используется конический переход 2 со скругленным контуром в его входном и выходном сечениях (рис.1). Выравнивание закрутки потока происходит при помощи лопаток 4, которые располагаются на периферийной области цилиндрического корпуса кондиционера (на наибольшем удалении от оси потока) в кольцевом зазоре, сформированном обечайкой 1 и стаканом с перфорированным днищем 5. Размер кольцевого зазора выбирался из условия приблизительного равенства площади его поперечного сечения и площади поперечного сечения трубопровода на входе в кондиционер. Стакан с перфорированным днищем предназначен для формирования в камере смешения отрывной зоны, которая способствует интенсивному перемешиванию потока. Формирование близкого к равномерному поля скорости с низким уровнем турбулентных пульсаций обеспечивается за счет поджатия потока в выходном сечении кондиционера, для чего используется конический переход, аналогичный устанавливаемому на входе в кондиционер. Рис. 1 – Принципиальная схема кондиционера потока: 1 – обечайка; 2,3 – конические переходы; 4 – лопатки спрямляющего аппарата; 5 – стакан с перфорированным днищем

Экспериментальное оборудование и методика исследований

Экспериментальные исследования кондиционера потока выполнялись на установке поверочной газодинамической УПГ 10, сертифицированной органами Госстандарта РФ. В качестве рабочей среды в установке используется воздух. Расход воздуха в тракте установки создается турбокомпрессором, работающим на всасывание. Заданные значения объемного расхода поддерживаются постоянными при помощи набора критических сопел с погрешностью не более 0,3%. Предусмотрена возможность подогрева воздуха на входе в измерительную магистраль. В состав измерительной магистрали могут быть включены местные сопротивления различного типа (колена, задвижки и т.д.). Эксперименты включали четыре основных этапа. Первый этап состоял в оценке способности кондиционера потока выравнивать поля скорости, а так же интенсивности ее пульсаций при наличии перед кондиционером местных сопротивлений различного типа. На втором этапе оценивалась эффективность использования кондиционера потока в составе вихревых расходомеров счетчиков газа ИРВИС-РС4 при наличии перед кондиционером потока местных сопротивлений, т.е. оценивалась величина дополнительной погрешности измерения расхода при использовании кондиционера потока. Третий этап исследований заключался в определении способности кондиционера потока выравнивать неравномерность

поля температуры потока, а так же интенсивности ее пульсаций. На четвертом этапе измерялись потери полного давления (гидравлическое сопротивление) на кондиционере потока. Рабочий участок УПГ-10 вместе с измерительной 1 и расходной 2 емкостями схематично показан на рис.2. На герметичном фланце 3, разделяющем емкости 1 и 2, устанавливался набор критических сопел. Рабочий участок состоял из предвключенного участка 9, местного сопротивления, кондиционера потока 5 и поствключенного участка 6 нормированной длины [7]. В состав измерительной магистрали был включен и вихревой расходомер-счетчик газа ИРВИС-РС4 4, который устанавливался после кондиционера потока 5 и использовался на втором этапе исследований. До и после кондиционера потока в магистрали располагались измерительные фланцы, в которых устанавливались координатные устройства с нитяными термоанемометрическими датчиками для измерения профилей скорости потока. В качестве местных сопротивлений в экспериментах использовались одиночное колено 7, составной участок из двух колен 8 с поворотом на 90° в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Именно эти два типа местных сопротивлений приводят к наиболее существенному искажению поля скорости перед расходомером. Для получения более полной информации о деформации полей скорости до и после кондиционера измерения профилей скорости проводились в двух взаимно перпендикулярных плоскостях – вдоль осей y и z (рис.2). Кроме того, выполнялись измере-

Рис 2 – Схема рабочего участка: 1 – измерительная емкость, 2 – расходная емкость; 3 – фланец с набором критических сопел; 4 – вихревой расходомер ИРВИС-РС4; 5 – кондиционер потока; 6 – поствключенный участок, 7 – одиночное колено, 8 – составной участок из двух колен; 9 – прямые участки трубопровода; 10 – измеритель давления (вакуумметр ния профиля скорости потока до и после кондиционера в случае полностью развитого трубного течения перед кондиционером, которое формировалось за счет установки предвключенного участка трубы 9 длиной 40 Ду. Здесь Ду – диаметр условного прохода измерительного трубопровода. Измерения проводились нитяным термоанемометрическим датчиком с диаметром нити 6 мкм и длиной 3 мм. Работа датчика поддерживалась термоанемометрической аппаратурой DISA 55M. Эксперименты проводились при трех значениях объемного расхода Q через критические сопла $Q = 25,29; 127,8$ и $236,2$ нм³/ч. При проведении тепловых экспериментов на втором этапе исследований измерялись: – средняя температура потока в ресивере 1 непосредственно перед критическими соплами и в поствключенном участке 6 установки (рис.2). Для этого использовались датчики температуры КВАРЦ-ДТ-007. – профили температуры перед кондиционером потока и после него. Измерения выполнялись нитяным термометрическим датчиком, работа которого поддерживалась термометрическим блоком аппаратуры DISA 55M. Воздух на входе в рабочий участок установки подогревался теплогенератором. При выполнении измерений

режим работы теплогенератора подбирался таким образом, чтобы обеспечить требуемую температуру воздуха в измерительной магистрали установки. В экспериментах поддерживалась температура $t \gg 95^\circ\text{C}$. Измерения проводились на стационарном режиме теплообмена. Для выполнения этого условия измерения начинались примерно через 10 минут после выхода установки на заданный режим, когда температура потока оставалась неизменной по показаниям контрольных термометров (в поствключенном участке и в ресивере) и нитяных термометрических датчиков, расположенных на оси канала во входном и выходном сечениях кондиционера потока. Тепловые эксперименты проводились при трех значениях объемного расхода, приведенного к нормальным условиям, $Q = 53,1; 103; \text{ и } 205 \text{ нм}^3/\text{ч}$. Соответствующее число Рейнольдса, рассчитанное по среднерасходной скорости потока и диаметру трубопровода, составляло $Re_d = 0,26 \cdot 10^5; 0,5 \cdot 10^5 \text{ и } 1,0 \cdot 10^5$. Для оценки величины потерь давления на кондиционере потока выполнялись измерения перепада давления до и после кондиционера. Измерения выполнялись при помощи измерителя ПРОМА-ИДМ. Результаты экспериментальных исследований

Результаты исследований представлены на рис.3 и 4. Как видно из рисунков, кондиционер потока эффективно выравнивает поле средней скорости: если перед кондиционером неравномерность профилей скорости в зависимости от типа местного сопротивления достигала 80...90% (рис.3,а), то после кондиционера в центральной области поперечного сечения канала, занимающей приблизительно 80% его диаметра, не превышала 15% (рис.3,б). Интенсивность пульсаций скорости потока в трубе после местных сопротивлений становится весьма значительной (рис.4,а): в рассматриваемом диапазоне чисел Рейнольдса она достигает 50%. Косвенно это свидетельствует о наличии перед кондиционером потока на некоторых режимах областей отрывного течения, что подтверждается и результатами измерения профилей скорости (рис.3,а). Тем не менее, в выходном сечении кондиционера профиль интенсивности пульсаций скорости становится равномерным, а уровень пульсаций не превышает 5...7% (рис.4,б).

а б Рис. 3 – Профили скорости во входном сечении кондиционера потока после одиночного и двойного колена (а) и в его выходном сечении (б) при $Re_d = 0,86...8,1 \times 10^5$ а б Рис. 4 – Профили скорости во входном сечении кондиционера потока после одиночного и двойного колена (а) и в его выходном сечении (б) при $Re_d = 0,86...8,1 \times 10^5$

При проведении тепловых экспериментов использовался кондиционер потока, наружная поверхность которого покрывалась слоем теплоизоляции. Анализ полученных данных позволяет сделать вывод, что кондиционер также эффективно выравнивает температурное поле потока с одновременным выравниванием профилей интенсивности турбулентных пульсаций температуры и снижением уровня этих пульсаций до 5...7%. Оценка эффективности использования универсального кондиционера потока при измерении объемного расхода газа вихревым расходомером при

наличии в магистрали перед кондиционером местных сопротивлений разного типа выполнялась путем сопоставления градуировочных характеристик вихревого расходомера-счетчика газа ИРВИС РС4 с установленным перед ним кондиционером потока при двух вариантах предыстории потока. В первом варианте перед кондиционером располагался прямой участок гладкой трубы длиной 40Dу, во втором – одиночное или двойное колено. Эксперименты выполнялись при расположении колена (ближнего к расходомеру) параллельно и перпендикулярно обтекаемому телу расходомера. Все эксперименты проводились для Ду = 50мм. Отметим, что расходомер ИРВИС РС4 в соответствии с паспортными данными имеет пределы допускаемой основной относительной погрешности канала измерения объемного (массового) расхода $\pm 1,3\%$ в диапазоне расходов 12 нм³/ч $\leq Q \leq 50$ нм³/ч и $\pm 1\%$ – в диапазоне 50 нм³/ч $Q \leq 250$ нм³/ч. а б Рис. 5 – Градуировочная характеристика вихревого расходомера с кондиционером потока: 1 – перед кондиционером потока прямой участок трубы длиной 40Dу; 2 – перед кондиционером потока одиночное колено (а) и двойное колено (б) Анализ полученных результатов показал, для всех исследуемых конфигураций измерительного участка отклонение коэффициента преобразования расходомера от соответствующего значения при отсутствии перед кондиционером местных сопротивлений не превышает $\pm 1\%$ практически во всем диапазоне изменения числа Рейнольдса, и лишь при $Re \leq 2000$ это отклонение составляет $-1,29\%$ (для одиночного колена в плоскости xOz). На рис.5 в качестве примера представлено сравнение градуировочных характеристик расходомера в составе кондиционера потока при наличии и отсутствии перед кондиционером местного сопротивления в виде одинарного (рис.5,а) и двойного (рис.5,б) колена. Результаты измерения перепада давления на кондиционере потока показали, что экспериментальные значения коэффициента гидродинамического сопротивления z уменьшаются с ростом числа Рейнольдса по закону, близкому к линейному. Максимальное значение z имеет место при минимальной величине числа Рейнольдса $Red = 5 \cdot 10^4$ и составляет $z \approx 2,2$. Следует отметить, что это значение z достигается на режимах малого скоростного напора, при которых потери давления незначительны. Экспериментальные данные хорошо обобщаются зависимостью: $z = -0.393 \log(Red) + 3.618$. Коэффициент потерь давления на кондиционере потока в основном рабочем диапазоне работы вихревых расходомеров не превышают $z = 1,5 \dots 1,6$. Заключение В результате проведенных исследований можно сделать следующее заключение: 1. Решена задача формирования близких к равномерным профилей скорости и температуры потока, а также интенсивности пульсаций этих параметров в трубопроводе вниз по течению от местных сопротивлений различного типа в широком диапазоне чисел Рейнольдса. 2. Разработан малогабаритный кондиционер потока, обеспечивающий корректное измерение расхода в условиях неизотермичности и

неравномерности потока при потерях полного давления на кондиционере потока не более 1,6-х скоростных напоров в основном диапазоне измерений. 3. На основе систематических экспериментальных исследований установлено, что применение кондиционера потока позволяет исключить необходимость установки прямых участков трубопровода между местным сопротивлением и расходомером и существенно сократить размеры измерительного узла