

ТЕПЛО- И МАССООБМЕН, СВОЙСТВА РАБОЧИХ ТЕЛ И МАТЕРИАЛОВ

ПРИМЕНЕНИЕ ПАРЫ КОНИЧЕСКИХ СУЖАЮЩИХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАСХОДА ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ДВУХФАЗНЫХ ПОТОКОВ ВОДА – ГАЗ В БЕССЕПАРАЦИОННОМ РАСХОДОМЕРЕ

© 2022 г. А. Ю. Филиппов^а, *, Ю. П. Филиппов^б, **

^аНациональный исследовательский университет “Московский энергетический институт”,
Красноказарменная ул., д. 14, Москва, 111250 Россия

^бОбъединенный институт ядерных исследований, ул. Жолио-Кюри, д. 6, г. Дубна, 141980 Россия

*e-mail: forsc2231@gmail.com

**e-mail: fyp@dubna.ru

Поступила в редакцию 19.07.2021 г.

После доработки 12.09.2021 г.

Принята к публикации 22.09.2021 г.

Предложены два метода определения массовых расходов двухфазных потоков вода – сжатый газ, являющихся частным случаем работы трехфазного расходомера “нефть – вода – газ” на основе двух-изотопного гамма-плотномера и конического сужающего устройства (СУ). В первом методе при расчете расходов учитываются потери давления, обусловленные трением, и кризис гидравлического сопротивления в СУ. Этот метод базируется на модели, в которой истинное объемное газосодержание ϕ определяется с использованием предложенного подхода для нахождения значений усредненного скольжения фаз в СУ. Особенность другого метода состоит в обоснованной возможности применения квазигомогенной модели. В этом случае учитывается взаимосвязь расходов, перепадов давления через СУ, теплофизических свойств компонентов, объемного расходного газосодержания β и фактора трения. На основе экспериментальных данных и расчетных методик проанализировано влияние геометрического параметра для пары конических СУ с диаметрами 98/70 и 70/50 мм. Для реального расходомера с номинальным диаметром DN 100 рекомендуется использовать СУ 70/50 мм, причем для этого СУ обоснована взаимосвязь между ϕ и β : $\phi = C\beta$, $C < 1$. Экспериментальные данные получены на Государственном эталоне многофазных потоков ГЭТ195-2011 в г. Казань для объемных расходов воды от 24 до 56 м³/ч и объемных расходных газосодержаний от 0 до 70% при температуре около 20°C. Второй способ предпочтительнее и позволяет определять расходы двухфазных потоков с максимальными относительными отклонениями около $\pm 2\%$. Это довольно оптимистично для рассматриваемых условий. Обсуждается возможность существования или отсутствия кризиса гидравлического сопротивления в обоих СУ.

Ключевые слова: расход, многофазный поток, сужающее устройство, вода – газ, гамма-плотномер, фактор трения, кризис гидравлического сопротивления, квазигомогенная модель

DOI: 10.1134/S0040363622050010

Статья продолжает прикладные исследования авторов, связанные с бессепарационными системами диагностики горизонтальных трехфазных потоков нефть – вода – газ. Принцип действия этих устройств, основанный на сочетании сужающего устройства и гамма-плотномера, базирующегося на использовании гамма-источников двух различных энергий, описан, в частности, в [1], а результаты работы сужающих устройств рассмотрены в [2, 3]. В этих статьях анализируются особенности работы двух конических СУ с диаметрами 98/70 и 70/50 мм в двух- и трехфазных потоках. Так, в [3] показано, что кризис гидравлического сопротивления (КГС) может быть характерной особенностью работы СУ 98/70 мм в водовоздуш-

ных потоках. Он выражается в заниженных показаниях датчика перепада давления Δp через СУ в сравнении с расчетными оценками Δp_ϕ , основанными на значениях усредненного истинного объемного газосодержания, которые определены с использованием экспериментальных данных, полученных в [3]. Здесь также показано, что гомогенная модель с соответствующей поправкой позволяет найти объемные расходы общего потока Q с относительными отклонениями около $\pm 3\%$ с учетом фактора трения в СУ (без вклада неопределенностей, обусловленных гамма-плотномером). В свою очередь, для СУ 70/50 мм в работе [2] представлено эмпирическое выражение для нахождения значений Q с относительными откло-

нениями около $\pm 3\%$ для потоков вода – воздух. Однако в этой работе нет подробной информации о наличии или отсутствии КГС в этом СУ и способе учета фактора трения. Кроме того, упомянутые выше относительные отклонения для нахождения значений Q могут быть не столь привлекательны для практики. Можно также отметить, что найти подходящую информацию такого рода в доступной литературе практически невозможно, так как организации, выпускающие трехфазные бессепарационные расходомеры, как правило, не публикуют ее, считая предметом “ноу-хау” [2].

В данной статье авторы остановились, главным образом, на особенностях работы СУ 70/50 мм с двухфазными горизонтальными потоками вода – газ для часто используемой на практике магистральной трубы диаметром 100 мм. Цель работы – оценка влияния геометрического параметра СУ на его основные характеристики и выбор предпочтительного метода расчета массовых расходов двухфазных потоков с относительными отклонениями заметно меньше $\pm 3\%$ с учетом фактора трения и возможного кризиса гидравлического сопротивления в СУ. Как уже упоминалось ранее, авторам не удалось найти в литературе исследований КГС в конических СУ, кроме работ [2, 3], а такой опыт мог бы помочь в дальнейшем решить проблему и для трехфазных потоков, что будет рассмотрено в следующей статье.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ИСПЫТАТЕЛЬНЫЙ СТЕНД

Разработанная диагностическая система [4] представляет собой комбинацию конического сужающего устройства и гамма-плотнмера с двумя источниками – ^{241}Am и ^{137}Cs с активностью 450 и 5 мКи соответственно. Гамма-источники расположены в одном стандартном корпусе со свинцовой защитой и облучают поток в горизонтальной трубе внутренним диаметром 98 мм из нержавеющей стали 12ХН18Т. Интенсивность коллимированных пучков, проходящих через поток, регистрируется спектрометрическим детектором, расположенным диаметрально противо-

положно блоку гамма-источников. Детектор собственного производства основан на сцинтилляторе NaI диаметром и высотой 40 мм. Фотографию этого гамма-плотнмера можно найти в работе [4]. По ходу потока гамма-плотномер размещен перед СУ.

Сушающее устройство представляет собой комбинацию пары шлифованных конусов с углом сужения 30° от большого диаметра $D_1 = 98$ мм до промежуточного диаметра $D_2 = 70$ мм и меньшего диаметра $D_3 = 50$ мм (рис. 1). Коэффициент сужения для обеих пар диаметров одинаков и равен 1.4. Импульсные трубки дифференциальных манометров для измерения перепада давления Δp расположены на горизонтальных участках на расстояниях $D_1/2$, $D_2/2$ и $D_3/2$ от конусов СУ. Между конусами расположена секция стабилизации потока длиной 140 мм. Сечение меньшего диаметра D_3 измерительного конуса соединено с сечением выходного диаметра расходомера 98 мм конусом с углом 30° . Такая конфигурация СУ позволяет значительно снизить вероятность образования отложений на внутренних поверхностях, что подтверждается экспериментами [4].

В модернизированном СУ выходной конус выполнен с углом 15° . Перепады давления Δp_1 , Δp_2 и давление потока p измеряются соответственно датчиками Сапфир-22МПС и Endress & Houser с относительной погрешностью 0.25% и стандартными выходными сигналами от 4 до 20 мА. Проточная часть гамма-плотнмера и СУ соединены стандартными воротниковыми фланцами. Эти же фланцы использованы для монтажа диагностической системы в испытательном стенде внутренним диаметром 100 мм. Фотографию общего вида СУ вместе с электроникой можно найти в [4]. Сигналы гамма-детектора и блока электроники СУ для измерения Δp , p , температур потока и корпуса СУ выводились по кабелю Ethernet на ноутбук и записывались в протокол [4]. Блок электроники СУ выполнен на базе промышленного компьютера, расположенного во взрывозащищенном корпусе Weidmüller.

Исследования были проведены во ВНИИР, г. Казань, на Государственном эталоне много-

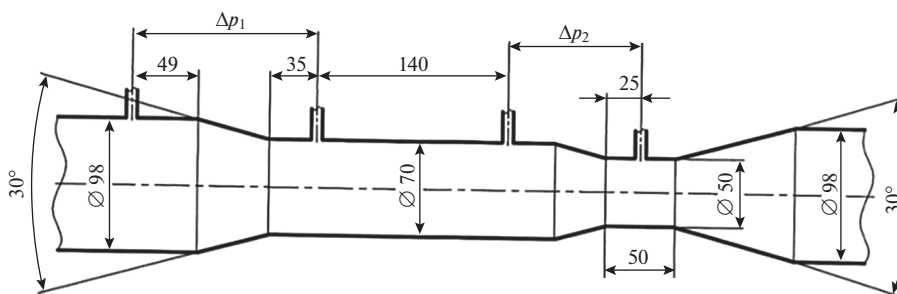


Рис. 1. Схема конического сужающего устройства

фазных потоков [5]. Для испытаний были использованы имитатор нефти Exxsol-D100 (эксол) плотностью 815.5 кг/м^3 и динамическим коэффициентом вязкости около $3.5 \text{ мПа} \cdot \text{с}$ при температуре 293 К (20°C), пресная вода и смеси эксола и воды различной концентрации при объемных расходах жидкостей Q_l от 0.0055 до $0.0167 \text{ м}^3/\text{с}$ (от 20 до $60 \text{ м}^3/\text{ч}$) и сжатого воздуха при давлении 0.5 МПа (5 бар) Q_g от 0 до $0.0694 \text{ м}^3/\text{с}$ (от 0 до $250 \text{ м}^3/\text{ч}$). В проведенных экспериментах испытательный стенд обеспечивал предельные погрешности $\delta Q_l/Q_{l \max} < \pm 1.0\%$ и $\delta \beta/\beta_{\max} < \pm 1.5\%$ [здесь $\beta = Q_g/(Q_g + Q_l)$].

Испытательный стенд был оснащен стеклянной трубой внутренним диаметром 100 мм для визуализации многофазных потоков [2, 3]. В качестве исходных экспериментальных параметров в данной работе использовали тот же пакет данных ОИЯИ, который упоминается в работе [4] и приведенных здесь ссылках. Для этой статьи в ходе экспериментов были получены данные при объемных расходах воды $Q_l = 24, 32, 40, 48$ и $56 \text{ м}^3/\text{ч}$ (индекс “l” означает жидкость, в данном случае воду) и $\beta = 0\text{--}72\%$. Для уменьшения статистических ошибок каждый набор экспериментальных данных осуществлялся в течение 300 с [2].

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Как показано в работах [2, 3], существует значительная разница в поведении однофазных или двухфазных жидкостных потоков и двухфазных потоков с газовой фракцией. Так, для потоков воды измеренные значения p и Δp практически постоянны во времени τ и, как и ожидалось, зависимость $\Delta p(Q_l^2)$ хорошо описывается линейной функцией (рис. 2).

Для второй группы (потоки с газом) наблюдались значительные колебания характеристик $p(\tau)$ и $\Delta p(\tau)$, причем чем больше было объемное содержание газа β , тем выше была амплитуда колебаний. Например, для потока вода – газ при $Q_l = 32 \text{ м}^3/\text{ч}$ и $\beta = 16\%$ пульсации относительно среднего значения $\Delta p \approx 10 \text{ кПа}$ составляли примерно $\pm 1.5 \text{ кПа}$ (или $\pm 15\%$). При $Q_l = 32 \text{ м}^3/\text{ч}$ и увеличении β до 57% пульсации возрастали до почти $\pm 5 \text{ кПа}$ относительно $\Delta p \approx 17 \text{ кПа}$ (около $\pm 30\%$) [2]. Однако подходящая настройка параметров датчиков давления, перепада давления и электронной измерительной схемы привела к практическим одинаковым значениям Δp , усредненным по времени, при последующих повторных измерениях при прочих равных условиях. Следует отметить, что минимальное время усреднения Δp -сигналов составляло около 20 с , а усредненные результаты

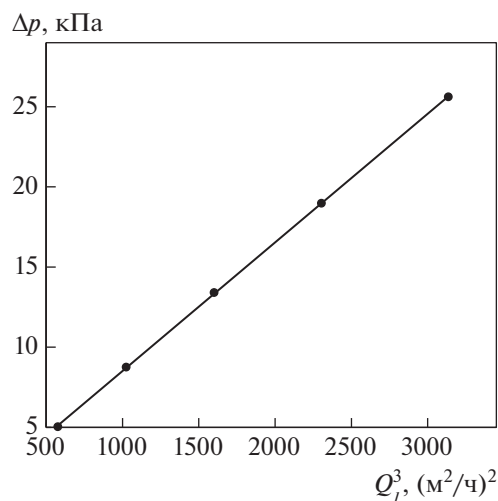


Рис. 2. Зависимость перепада давления Δp на сужающем устройстве $70/50 \text{ мм}$ от квадрата объемного расхода воды Q_l^2 при $p = 0.5 \text{ МПа}$ (5 бар), $t \approx 20^\circ\text{C}$

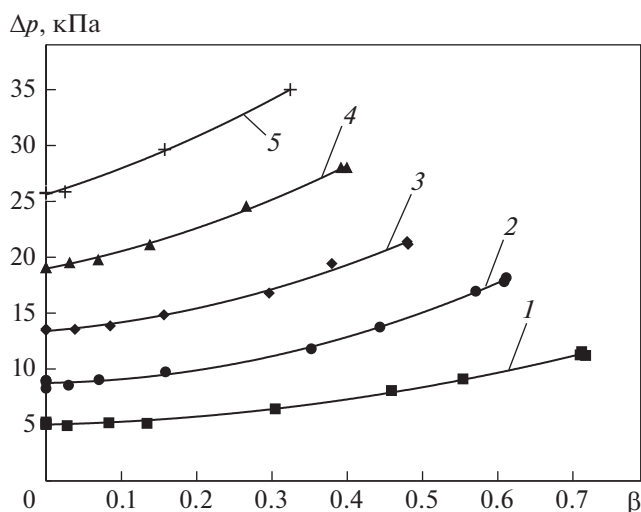


Рис. 3. Зависимости усредненных измеренных перепадов давления Δp на сужающем устройстве $70/50 \text{ мм}$ от объемного расходного газосодержания β при $p = 0.5 \text{ МПа}$ (5 бар). $Q_l, \text{ м}^3/\text{ч}$: 1 – 24; 2 – 32; 3 – 40; 4 – 48; 5 – 56

были практически одинаковыми при $\Delta \tau = 20$ и 200 с [2].

Полученные экспериментальные данные представлены на рис. 3, где приведены усредненные измеренные значения $\Delta p(\beta)$ для различных расходов потока жидкости Q_l . Анализ показал, что все зависимости $\Delta p(\beta)$ аппроксимируются квадратичными параболой с относительно небольшими отклонениями (в основном около $\pm 2\%$) от экспериментальных точек, что можно считать довольно опти-

мистичным результатом для рассматриваемого случая. В дальнейшем найденные коэффициенты парабол для $\Delta p(\beta)$ были использованы для нахождения измеренных перепадов давления, включенных в необходимые расчеты. Например, для расчетов с β -значениями, большими, чем те, что показаны на рис. 3, параболы $\Delta p(\beta)$ были экстраполированы до значений $\beta = 0.5$ при $Q_l = 56 \text{ м}^3/\text{ч}$, $\beta = 0.6$ при $Q_l = 48$ и $40 \text{ м}^3/\text{ч}$ и $\beta = 0.7$ при $Q_l = 32 \text{ м}^3/\text{ч}$.

МЕТОД РАСЧЕТА НА ОСНОВЕ МОДЕЛИ ИСТИННОГО ОБЪЕМНОГО ГАЗОСОДЕРЖАНИЯ

Как отмечено в [3], в работе [6] представлен метод расчета массового расхода G горизонтальных двухфазных парожидкостных криогенных потоков весьма низкой вязкости с использованием конического сужающего устройства с поперечными сечениями площадью F_1 и F_2 . Здесь решение получено в виде $G = f(\Delta p, F_1, F_2, \rho, \rho_g, \rho_l, x, \varphi_1, \varphi_2)$, где $\rho = \rho_g \varphi + \rho_l(1 - \varphi)$ — средняя плотность; $\varphi = F_{g_l}/(F_g + F_l)$ — истинное объемное газосодержание; $x = G_g/(G_g + G_l)$ — массовое расходное газосодержание; индексы g, l относятся к газу и жидкости, 1, 2 — к большему и меньшему сечениям СУ. Однако использование такого соотношения для решения поставленной задачи довольно затруднительно из-за отсутствия достоверных исходных данных относительно φ_1 и φ_2 . В принципе задачу можно упростить, если вместо φ_1 и φ_2 использовать некоторое усредненное значение $\varphi = f(\varphi_1, \varphi_2)$, преобразовав приведенное выше соотношение в традиционный для СУ вид [3]

$$G = \xi [\Delta p \rho(\varphi)]^{1/2} \text{ или } Q = \xi [\Delta p / \rho(\varphi)]^{1/2}, \quad (1)$$

где $\xi = F_1 F_2 \left(\frac{2}{F_1^2 - F_2^2} \right)^{1/2}$ — геометрический параметр СУ.

Поправочный коэффициент, учитывающий влияние режимов течения, приведенный в [6], может быть опущен для СУ 70/50 мм из-за довольно высокой степени гомогенизации двухфазных потоков вода — газ [3].

По сравнению с криоагентами динамический коэффициент вязкости воды при температуре окружающей среды 20°C довольно значителен. Поэтому для потоков вода — газ следует учитывать фактор трения. Как показано в работах [3, 7], расходы для турбулентных режимов течения однофазных потоков воды, нефти, их смесей и потоков жидкость — газ с учетом фактора трения можно определять с помощью следующих соотношений:

$$G = \xi k(\text{Re})(\Delta p \rho)^{1/2} \text{ или } Q = \xi k(\text{Re})(\Delta p / \rho)^{1/2}, \quad (2)$$

где

$$k = [1 + \lambda(\text{Re})\Upsilon\xi^2]^{-1/2} \quad (3)$$

— фактор трения [7]; λ — коэффициент трения в СУ; Υ — экспериментальный калибровочный параметр СУ; $\text{Re} = 4G/(\pi D\eta)$ — число Рейнольдса; D — диаметр трубы; η — динамический коэффициент вязкости.

Параметр Υ можно определить, калибруя СУ при течении в нем воды, по соотношению

$$\Upsilon = \frac{\Delta p}{\lambda \rho Q^2} - \frac{1}{\lambda \xi^2}. \quad (4)$$

Определение коэффициента трения в ускоренном сужающемся потоке — довольно непростая задача, которую можно упростить, используя в первом приближении известные зависимости для установившегося течения в гладких входной и выходной трубах СУ и усредняя число Re по диаметрам этих труб:

$$\text{Re} = [\text{Re}(D_2) + \text{Re}(D_3)]/2.$$

При этом если применить формулу Блазиуса $\lambda = 0.3164/\text{Re}^{1/4}$, то при $\text{Re} > 10^5$ она будет давать заниженные значения λ по сравнению с расчетом по формуле Никурадзе. Чтобы скомпенсировать эту неточность, число Re можно определить через больший диаметр трубы СУ D_2 . Предпологаемые возможные переоценки $\lambda(\text{Re})$ будут скомпенсированы при нахождении параметра Υ посредством соотношения (4) при измеренных экспериментальных значениях Q , Δp и известных ρ и ξ , что косвенно может позволить учесть ускорение потока в СУ.

Для вычисления динамического коэффициента вязкости двухфазного потока η можно использовать аддитивное соотношение

$$\frac{1}{\eta} = \frac{x}{\eta_g} + \frac{1-x}{\eta_l}. \quad (5)$$

Что касается других факторов, влияющих наряду с фактором трения $k(\text{Re})$ на определение расхода с помощью сужающего устройства, то необходимо отметить поправочный коэффициент, обусловленный разницей высот δh положения отверстий для сигнальных трубок давлений до и после СУ. Однако для рассматриваемого СУ этим коэффициентом можно пренебречь, так как $\delta h = 0.01 \text{ м}$. В свою очередь, массовые расходы воды G_l и газа G_g определяются по выражениям

$$G_l = G(1 - x); \quad G_g = Gx. \quad (6)$$

С учетом того, что $\rho = \rho_g \phi + \rho_l(1 - \phi) \approx \rho_l(1 - \phi)$, соотношение (2) для двухфазных потоков вода – сжатый воздух можно представить в виде [3]

$$\Delta p_\phi \approx \frac{G_1^2}{(1 - x)^2 \xi^2 k^2 \rho_l (1 - \phi)}. \quad (7)$$

Это выражение будет необходимо для сравнения расчетного и измеренного перепадов давления через СУ при выборе подходящего метода расчета.

Следует обратить внимание на способ нахождения усредненных значений ϕ . Как показано в работе [3], где рассматривалось СУ 98/70 мм, это сделано на основе информации об усредненном коэффициенте скольжения $s = V_g/V_l$ (здесь V – скорость). В свою очередь, истинное объемное газосодержание ϕ может быть рассчитано с использованием соотношения [8, 9]

$$s = \frac{(1 - \phi)\beta}{(1 - \beta)\phi}. \quad (8)$$

Взаимосвязь между значениями x и β можно найти по выражению [8, 9]

$$x = \left[1 + \frac{(1 - \beta)\rho_l}{\beta\rho_g} \right]^{-1}. \quad (9)$$

В рамках данной статьи необходимые значения β могут быть определены по рис. 3, а на практике – с помощью гамма-плотномера, как показано в [2, 3], по зависимости $\beta = f(I)$, где I – зарегистрированная интенсивность гамма-излучения источника ^{241}Am .

Зависимость $s(Q_l)$ для СУ 98/70 мм, заимствованная из [3], представлена на рис. 4. Эту информацию можно также использовать и для СУ 70/50 мм, если учесть, что в поле сил тяжести режимы течения горизонтальных турбулентных двухфазных потоков в трубах большего и меньшего диаметра до и после обоих СУ [2, 3] в первом приближении могут быть аналогичны режимам при той же массовой скорости потока $m = Q \rho / F$. Поскольку отношение площадей поперечных сечений труб на входе в СУ и выходе сравниваемых СУ составляет почти 2, то характеристики двухфазных потоков в СУ 70/50 мм при $Q_{ls} = 24 \text{ м}^3/\text{ч}$ могут быть похожи на их аналоги в СУ 98/70 мм при двукратном расходе $Q_{lb} = 48 \text{ м}^3/\text{ч}$: $Q_{ls} = 24 \text{ м}^3/\text{ч} \rightarrow Q_{lb} = 48 \text{ м}^3/\text{ч}$, $Q_{ls} = 32 \text{ м}^3/\text{ч} \rightarrow Q_{lb} = 64 \text{ м}^3/\text{ч}$, $Q_{ls} = 40 \text{ м}^3/\text{ч} \rightarrow Q_{lb} = 80 \text{ м}^3/\text{ч}$ и т.д. (здесь индексы s и b относятся к СУ меньших и больших размеров). Поэтому для дальнейших оценок можно использовать следующие значения s для СУ 70/50 мм: $s = 1.5$ при $Q_{ls} = 24 \text{ м}^3/\text{ч}$, $s = 1.095$ при $Q_{ls} = 32 \text{ м}^3/\text{ч}$, $s = 1.0$ при $Q_{ls} = 40, 48, 56 \text{ м}^3/\text{ч}$.

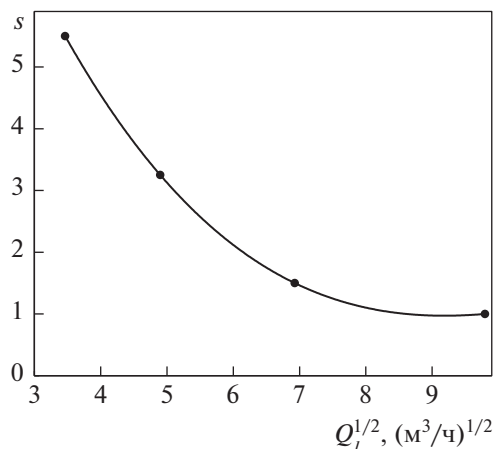


Рис. 4. Зависимость усредненного коэффициента скольжения от $Q_l^{1/2}$ для исследуемых потоков вода – воздух в СУ 98/70 мм при $p = 0.5 \text{ МПа}$ (5 бар)

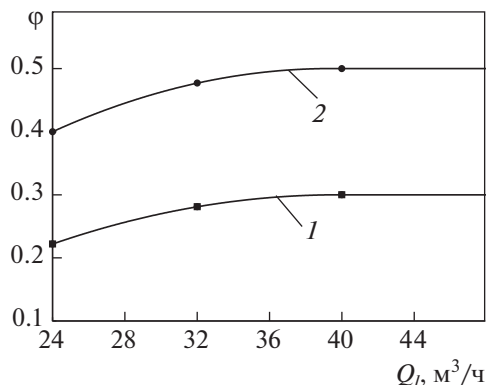


Рис. 5. Зависимость усредненных значений истинных объемных газосодержаний ϕ от Q_l для сужающего устройства 70/50 мм при $p = 0.5 \text{ МПа}$ (5 бар). β : 1 – 0.3; 2 – 0.5

В качестве примера на рис. 5 показана зависимость усредненных расчетных значений ϕ от Q_l . При использовании этой модели двухфазный поток ускоряется в СУ 70/50 мм с увеличением усредненных значений ϕ в диапазоне расходов Q_l от 24 до 40 $\text{м}^3/\text{ч}$, а при дальнейшем росте Q_l поток ведет себя в соответствии с гомогенной моделью, когда $\phi = \beta$. Полученные результаты качественно и количественно согласуются с подходом А. Претолли с соавторами [9, 10], где анализировалось влияние основных факторов на коэффициент скольжения в трубах: $(s - 1) = f(\beta, x, G/F, \text{Re}_l, \rho_l, \rho_g, \text{We}) \rightarrow 0$ при $G/F \rightarrow \infty$, $(s - 1) \rightarrow \infty$ при $G/F \rightarrow 0$ и т.д. (здесь We – число Вебера). В частности, при $Q_l = 32 \text{ м}^3/\text{ч}$ усредненные значения $s = (s_s + s_b)/2$ в СУ растут относительно слабо при увеличении β в

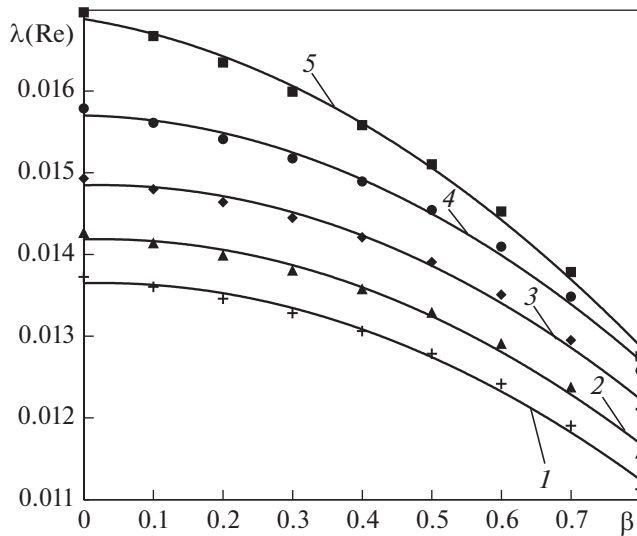


Рис. 6. Зависимости коэффициента трения $\lambda(\text{Re})$ от объемного расходного газосодержания β для СУ 70/50 мм при $p = 0.5$ МПа (5 бар).
 Q_l , м³/ч: 1 – 56; 2 – 48; 3 – 40; 4 – 32; 5 – 24

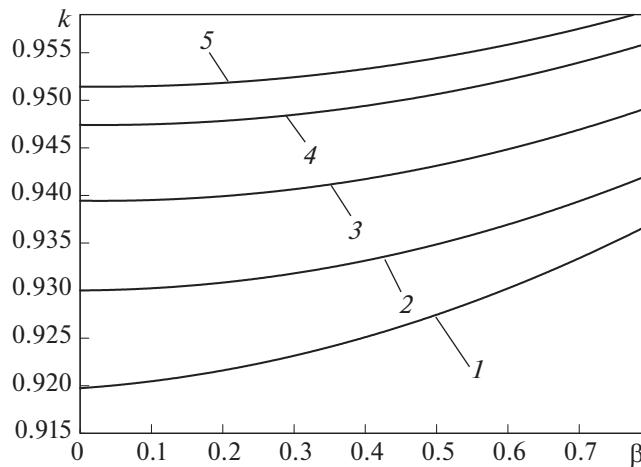


Рис. 7. Зависимости фактора трения $k(\text{Re})$ от объемного газосодержания β для СУ 70/50 мм при давлении 0.5 МПа (5 бар).
 Q_l , м³/ч: 1 – 24; 2 – 32; 3 – 40; 4 – 48; 5 – 56

наиболее интересном диапазоне от 0.3 до 0.7 с максимумом при $\beta = 0.6$, а соответствующие зависимости $\varphi(s = \text{var})$ и $\varphi(s = \text{const})$ различаются не более чем на 10%. Это позволяет использовать предположение о постоянстве $s(\beta)$ -соотношения для СУ 70/50 мм не только при $Q_l = 24$ м³/ч, что подтверждается дальнейшим успешным сравнением с экспериментом, но и при $Q_l = 32$ м³/ч.

Для анализируемого СУ 70/50 мм характерны следующие параметры: $\xi = 3.228 \times 10^{-3}$ м², $\Upsilon = 1.037 \times 10^6$ м⁻⁴ при 24 м³/ч, $\Upsilon = 8.53 \times 10^5$ м⁻⁴ при

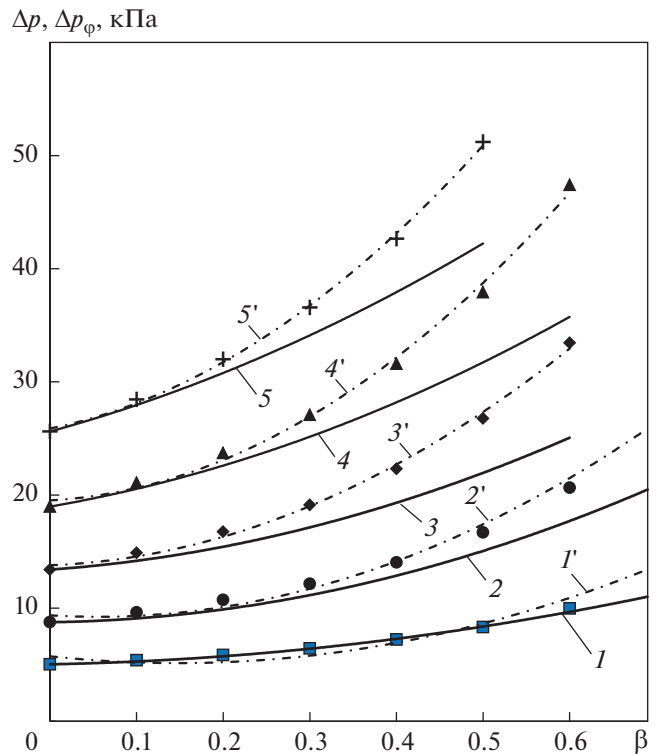


Рис. 8. Зависимости Δp (I–5), Δp_ϕ (I'–5') от объемного газосодержания β при $p = 0.5$ МПа (5 бар).
 Q_l , м³/ч: 1, I' – 24; 2, I' – 32; 3, I' – 40; 4, I' – 48; 5, I' – 56

40 м³/ч, $\Upsilon = 7.35 \times 10^5$ м⁻⁴ при 56 м³/ч, плотность воды 998.2 кг/м³, $\rho_g \approx 6$ кг/м³ (сжатый воздух при температуре 20°C, давлении 0.5 МПа), $\text{Re} = (1.21 - 2.83) \times 10^5$.

Перед оценками Δp_ϕ в соответствии с соотношением (7) необходимо прояснить поведение фактора трения k . Зависимости коэффициента трения $\lambda(\text{Re}, \beta)$ показаны на рис. 6 для различных расходов воды Q_l . На этом рисунке видно, что значения λ по мере роста β уменьшаются от 0.0137 до 0.012 для $Q_l = 56$ м³/ч и от 0.017 до 0.0138 для $Q_l = 24$ м³/ч.

Зависимости фактора трения $k(\text{Re})$ от β приведены на рис. 7. Можно отметить, что значения k для СУ 98/70 мм значительно ближе к 1: $k_{\min} \approx 0.976$ для $\beta = 0$ и $Q_l = 24$ м³/ч и $k_{\max} \approx 0.99$ для $\beta = 0.7$ и $Q_l = 48$ м³/ч, а влияние фактора трения на массовый расход для СУ 98/70 мм довольно незначительно по сравнению с СУ 70/50 мм [3]. Роль фактора трения возрастает по мере увеличения вязкости жидкой фазы в двухфазном потоке [3]: замена воды на эксол D100 приводит к снижению значения k примерно на 20%.

Результаты расчетов Δp_ϕ представлены на рис. 8, где для сравнения также показаны аппроксимирующие кривые, полученные на основе экспери-

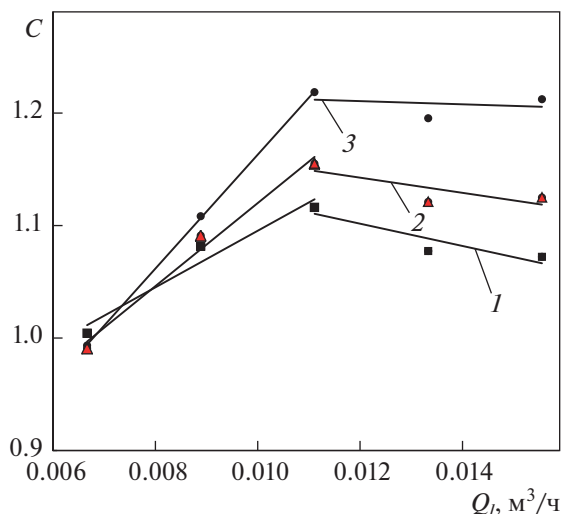


Рис. 9. Зависимости поправочных коэффициентов C от расхода воды Q_l для СУ 70/50 мм.
 β : 1 – 0.3; 2 – 0.4; 3 – 0.5

ментальных данных $\Delta p(\beta)$ (см. рис. 3). Рисунок демонстрирует очень хорошее совпадение результатов при $Q_l = 24 \text{ м}^3/\text{ч}$, тогда как при $Q_l \approx 40 \text{ м}^3/\text{ч}$ расхождение становится существенным: $\Delta p_\phi/\Delta p \approx 1.2$, например, при $\beta = 0.5$. Зависимость $\Delta p_\phi(\beta)$ при $Q_l = 32 \text{ м}^3/\text{ч}$ занимает промежуточное положение между расходами 24 и $40 \text{ м}^3/\text{ч}$. Разницу в значениях Δp_ϕ и Δp можно рассматривать как КГС в СУ в рамках принятых допущений. Кризис гидравлического сопротивления был выявлен в работе [3] для СУ 98/70 мм, и в этом случае максимальное отношение $\Delta p_\phi/\Delta p$ составляло примерно 1.45 при $\beta = 0.5$ [3], т.е. было заметно выше, чем для СУ 70/50 мм, из-за существенных различий режимов течения и их характеристик в обоих СУ [2, 3]. При снижении расхода воды до минимальных значений $Q_l = 24 \text{ м}^3/\text{ч}$ КГС отсутствует как для СУ 70/50 мм, так и для СУ 98/70 мм [3].

Для того чтобы найти искомый расход G или Q по соотношению (2) на основе рассматриваемой ϕ -модели, необходимо внести поправку, которая учитывает измеренный сигнал датчика перепада давления Δp : $\Delta p_\phi = \Delta p C$. На рис. 9 показаны зависимости поправочного коэффициента C от Q_l . Они почти линейные для расходов воды от $24 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($0.0067 \text{ м}^3/\text{с}$) до $40 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($0.011 \text{ м}^3/\text{с}$), а при $Q_l \geq 40 \text{ м}^3/\text{ч}$ почти неизменны. Максимальные отношения значений C при $Q_l \geq 40 \text{ м}^3/\text{ч}$, когда возможен гомогенизированный режим течения, и $C(Q_l = 24 \text{ м}^3/\text{ч})$, когда КГС отсутствует, соответствуют отношениям плотностей $\rho_\phi/\rho_\beta \approx (1 - \phi)/(1 - \beta)$, найденным различными способами. Это объясняется далее. Анализ показал, что, в принципе, существует возможность предложить набор линейных функций

для описания поведения $C(Q_l)_\beta$ -зависимостей в целях вычисления значений G с максимальными отклонениями $\delta G/G \approx \pm 3\%$. Однако это выглядит довольно громоздко. Вместе с тем дальнейший анализ показал, что можно найти более элегантную модель, имеющую физический смысл.

ОБОСНОВАНИЕ И ВОЗМОЖНОСТИ МЕТОДА РАСЧЕТА С ПОМОЩЬЮ КВАЗИГОМОГЕННОЙ МОДЕЛИ

Скорректированное выражение под корнем в соотношении (2) $\Delta p C \rho(\phi) = \Delta p C[\rho_g \phi + \rho_l(1 - \phi)]$ можно записать как $\Delta p C \rho_l(1 - \phi)$ для упрощения анализа, так как можно пренебречь значением $\rho_g \phi$ для рассматриваемых условий. Если сравнить функции $C(Q_l)$ на рис. 9 и $\rho(24 \text{ м}^3/\text{ч})/\rho(40 \text{ м}^3/\text{ч})$, $\rho(32 \text{ м}^3/\text{ч})/\rho(40 \text{ м}^3/\text{ч})$ и $\rho(40 \text{ м}^3/\text{ч})/\rho(40 \text{ м}^3/\text{ч}) = 1$, то можно заключить, что их поведение почти линейно, но с противоположным коэффициентом пропорциональности. Например, максимальное значение $C(Q_l = 40 \text{ м}^3/\text{ч})$ равно примерно 1.2 при $\beta = 0.5$, а $C(Q_l = 40 \text{ м}^3/\text{ч}) \approx 1.1$ при $\beta = 0.3$ (см. рис. 9). В свою очередь, минимальное значение $C(Q_l = 24 \text{ м}^3/\text{ч})$ составляет примерно 1.0 при всех значениях β . Данные рис. 5 могут быть использованы для оценки отношения $\rho(24 \text{ м}^3/\text{ч})/\rho(40 \text{ м}^3/\text{ч}) \approx (1 - \phi)/(1 - \beta) = (1.0 - 0.4)/0.5 = 1.2$ при $\beta = 0.5$, поскольку $\phi \approx \beta$ при $Q_l \geq 40 \text{ м}^3/\text{ч}$ из-за гомогенности двухфазных потоков в соответствии с применяемой моделью. В свою очередь, $\rho(32 \text{ м}^3/\text{ч})/\rho(40 \text{ м}^3/\text{ч}) \approx (1 - 0.477)/0.5 \approx 1.05$ при $\beta = 0.5$. Что касается отношения $\rho(24 \text{ м}^3/\text{ч})/\rho(40 \text{ м}^3/\text{ч})$ при $\beta = 0.3$, то оно равно $(1.0 - 0.222)/0.7 \approx 1.11$, что соответствует $C(Q_l = 40 \text{ м}^3/\text{ч}, \beta = 0.3)$. Поэтому произведение $C \rho(\phi)$ приблизительно постоянно при одинаковых объемных расходных газосодержаниях β и всех остальных значениях Q_l . Другими словами, процесс течения в СУ можно было бы рассматривать как квазигомогенный, а соотношение между значениями ϕ и β записать как $\phi = C_1 \beta$ и, следовательно, $\rho(\phi) = [\rho_g C_1 \beta + \rho_l(1 - C_1 \beta)]$. В этом случае при $Q_l \geq 40 \text{ м}^3/\text{ч}$ взаимосвязь между выражениями под квадратными корнями, найденными с помощью обеих моделей, может быть записана как $C(1 - \beta) \approx (1 - \phi) = (1 - C_1 \beta)$ после деления обеих частей на плотность жидкости ρ_l и Δp .

В первом приближении коэффициент C_1 можно оценить как

$$C_1 = [1 - C(1 - \beta)]/\beta. \quad (10)$$

Так, $C_1 \approx [1.0 - 1.2 \times 0.5]/0.5 = 0.8$ при $\beta = 0.5$ и $C_1 \approx [1.0 - 1.1 \times 0.7]/0.3 \approx 0.77$ при $\beta = 0.3$, т.е., как и предполагалось, коэффициент C_1 практически не изменяется, а выражение (10) устанавливает

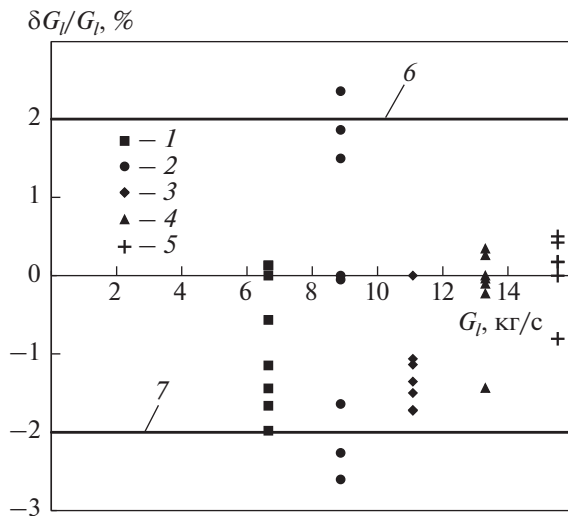


Рис. 10. Зависимость относительных отклонений $\delta G_l / G_l$ от G_l при $C_1 = 0.8$.
 Q_l , м³/ч: 1 – 24; 2 – 32; 3 – 40; 4 – 48; 5 – 56; β : 1, 2 – 0–0.7; 3, 4 – 0–0.6; 5 – 0–0.5; 6, 7 – верхняя и нижняя границы

взаимосвязь между двумя рассматриваемыми моделями $\varphi = f(s)$ и $\varphi = C_1 \beta$.

Случай применения квазигомогенной модели был проанализирован в [8], где для горизонтальных труб с двухфазными газожидкостными потоками рекомендовано соотношение $\varphi = 0.83\beta$. Примечательно, что средние расчетные значения $(0.8 + 0.77)/2 \approx 0.785$ для СУ и значение 0.83 из [8] различаются незначительно – в 1.057 раза.

Возможность применения соотношения $\varphi = C_1 \beta$ появляется в связи с переводом двухфазных потоков в режимы течения с достаточно высокими массовыми скоростями в СУ 70/50 мм, которые составляют 1700–4000 для $D_2 = 70$ мм и 3400–8000 кг/(м² · с) для $D_3 = 50$ мм при $Q_l = 24–56$ м³/ч.

Для оптимизации коэффициента C_1 и сравнения результатов расчетов с экспериментальными данными (см. рис. 3) выражение (2) удобно представить следующим образом:

$$G_l = (1 - x) \frac{\sqrt{2} F_1 F_2}{\sqrt{F_1^2 - F_2^2}} \frac{1}{\sqrt{1 + \lambda(\text{Re}) \gamma_{\Sigma}^2}} \times \times \sqrt{\Delta p [\rho_g C_1 \beta + \rho_l (1 - C_1 \beta)]}, \quad (11)$$

где x и β связаны соотношением (9).

Расчеты по формуле (11), основанные в идеализированном случае на данных, приведенных на рис. 3, 7 (т.е. без учета вклада неопределенностей, обусловленных гамма-плотномером), показали, что для рассматриваемых условий с учетом фактора трения можно рекомендовать для

СУ 70/50 мм следующие оптимальные соотношения:

$$\varphi = 0.8\beta; C_1 = 0.8, \quad (12)$$

при этом относительное расхождение с известной моделью $\varphi = 0.83\beta$ [8] уменьшается до 1.038.

Массовый расход газовой фазы можно вычислить по выражению

$$G_g = G_l x / (1 - x). \quad (13)$$

На практике необходимые значения β для исследуемых двухфазных потоков воды и сжатого воздуха при $p = 0.5$ МПа можно найти, например, с помощью гамма-плотномер с источником ²⁴¹Am, используя безразмерное соотношение, которое получено в [2]:

$$\beta = -2.035\beta_\gamma^3 + 2.641\beta_\gamma^2 + 0.396\beta_\gamma - 0.004, \quad (14)$$

где $\beta_\gamma = 1 - \frac{\ln(I_g/I_l)}{\ln(I_g/I_l)}$; I_g и I_l – интенсивности гамма-излучения в воздухе и воде; I – текущая измеренная интенсивность.

Зависимость (14) можно получить экспериментально, поскольку прослеживается цепочка взаимосвязанных величин: $I \rightarrow \varphi_d \rightarrow \varphi \rightarrow \beta$, где φ_d , φ – диаметральный и истинное объемное газосодержание, взаимосвязи между которыми зависят от режима течения двухфазного потока, т.е. для рассматриваемых условий можно найти однозначную зависимость $I(\beta)$ или $\beta(I)$. При этом интенсивность гамма-излучения I измеряется гамма-детектором, а параметр β задается при исследовании на стенде. В диапазоне отклонений ± 0.02 от зависимости (14) показания гамма-плотномер практически не зависят от расхода жидкости Q_l , а максимальные отклонения отдельных экспериментальных точек от аппроксимирующей кубической параболы (14) не превышают ± 0.03 [2]. В новой модификации гамма-плотномер на базе кристалла германата висмута (BGO) [11] его характеристики улучшены.

Данные расчетов относительных отклонений $\delta G_l / G_l$, где $\delta G_l = G_{calc} - G_{exp}$ при $C_1 = 0.8$, показаны на рис. 10. Значения параметра Q_l взяты из рис. 3 в качестве экспериментальных: $G_{exp} = 24 \times 998.2/3600$ кг/с, $32 \times 998.2/3600$ кг/с и т.д. Значения G_{calc} были получены с помощью расчетов по выражению (11) и аппроксимирующих кривых, представленных на рис. 3 для $\Delta p(\beta)$ и на рис. 7 для $k(\text{Re})$. На рис. 10 видно, что большинство отклонений не превышают $\pm 2.0\%$ для 89% точек (без учета вклада неопределенностей, обусловленных показаниями гамма-плотномер), и только 4 точки из 36 имеют несколько большие значения при $Q_l = 32$ м³/ч (8.89 кг/с). Граничные значения $\delta G_l / G_l = \pm 2.0\%$ лишь немного выше аналогично-

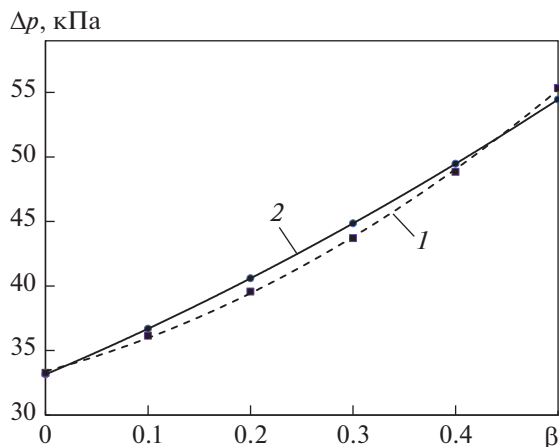


Рис. 11. Сравнение прогнозируемых показаний датчика перепада давления Δp_{calc} (1) на основе формул (11), (12) и экстраполяций данных Δp_{extr} (2), представленных на рис. 3, при $Q_l = 64 \text{ м}^3/\text{ч}$ (17.75 кг/с)

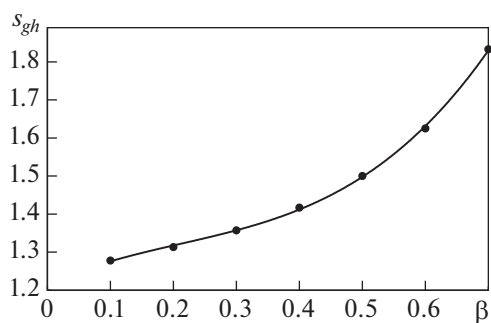


Рис. 12. Зависимость усредненного коэффициента скольжения s_{gh} в СУ 70/50 мм от объемного газосодержания β по соотношениям (8), (12) — квазигомогенная модель

го результата $\pm 1.5\%$, полученного в работе [12] для стандартных диафрагм, использованных при измерении расходов различных двухфазных потоков жидкость — газ (без учета вклада неопределенностей, обусловленных устройством для определения газосодержания). Вероятно, добиться лучшей предельной точности для рассматриваемых двухфазных потоков чрезвычайно сложно. Можно также отметить, что относительные отклонения для сравнительно больших расходов воды (48 и $56 \text{ м}^3/\text{ч}$) накладываются, в основном, в пределах $\pm 1\%$.

Таким образом, для относительно точного определения массового расхода в реальной системе диагностики двухфазных потоков вода — сжатый газ с номинальным диаметром DN 100 представляется целесообразным сначала перевести поток из входной трубы диаметром 98 мм в СУ 70/50 мм, используя переходный конус, произведе-

сти измерения Δp и найти искомые величины с помощью соотношений (11)–(14). Можно отметить, что значения $\lambda(\text{Re})$ в (11) и факторов трения $k(\text{Re})$ в (3), рассчитанные через $\phi(s)$, $\phi = 0.8\beta$ и $\phi = \beta$, дают практически одинаковые результаты: максимальное относительное различие не превышает 0.5% .

Предложенный метод может быть использован для прогнозирования показаний датчика перепада давления Δp_{calc} при $Q_l > 56 \text{ м}^3/\text{ч}$. Результаты приведены на рис. 11, где значения Δp_{calc} при $Q_l = 64 \text{ м}^3/\text{ч}$, рассчитанные с помощью (11) и (12), сравниваются с соответствующей экстраполяцией данных Δp_{extr} , представленных на рис. 3. Можно видеть, что полученные результаты почти совпадают: максимальное относительное расхождение $\delta p/\Delta p$ ($\Delta p = \Delta p_{extr} - \Delta p_{calc}$) не превышает 2.6% при $\beta = 0.2$ и $\beta = 0.3$, что может привести к весьма небольшому отклонению в определении значений G : $\delta G/G_l \approx 1.3\% \approx (1.026)^{1/2}$. Это свидетельствует о дополнительном преимуществе модели $\phi = 0.8\beta$ по сравнению с моделью $\phi = f(s)$, использованной в начале статьи для объяснения существования кризиса гидравлического сопротивления в обоих СУ.

Расчет массовых расходов с помощью выражений (11)–(14) следует производить методом последовательных приближений. Для этого, прежде всего, необходимо найти предварительный расход G_0 по соотношению (11) при $k_0 = k_{\max} = 0.96$ на основе измеренных значений Δp и $\beta = f(I)$, а затем вычислить число Re , позволяющее скорректировать расход G_1 или Q_1 с учетом $k_1(\text{Re})$. Если $|G_1 - G_0| > \delta$, то расчет следует повторять до тех пор, пока не будут сопоставлены значения $|G_2 - G_1|$. Если $|G_1 - G_0| < \delta$, то массовый расход равен G_1 с точностью до заданного значения δ .

Для оценки возможностей использования соотношения (11) при более высоких давлениях желательно провести дополнительные эксперименты для данного метрологического устройства, которое должно соответствовать жестким техническим требованиям. Для расходов воды меньше 20 и больше $60 \text{ м}^3/\text{ч}$ необходимы эксперименты с меньшим и большим номинальными диаметрами расходомеров по сравнению с рассмотренным DN 100.

Наконец, соотношение (12) позволяет оценить усредненные значения коэффициентов скольжения в СУ 70/50 мм по выражению (8). Зависимость $s(\beta)$ показана на рис. 12, который демонстрирует кубическую параболу со сравнительно слабым ростом s при увеличении β : $s(0.3)/s(0.1) \approx 1.06$, $s(0.5)/s(0.3) \approx 1.11$, $s(0.7)/s(0.5) \approx 1.22$. Постоянство $s(\beta)$ -кривой при всех расходах Q_l объясняет хорошее совпадение результатов расчета и экспериментальных данных с использованием соотноше-

ний (11) и (12) для предложенной квазигомогенной (quasihomogeneous) модели.

Сравнивая обе модели, можно отметить, что при низких расходах воды $Q_l = 24 \text{ м}^3/\text{ч}$ значения коэффициентов скольжения s_p , усредненных по сечениям СУ 70/50 мм и найденных по соотношению А. Premoli [9, 10], удовлетворительно согласуются со значениями s_{qh} , приведенными на рис. 12: $s_p(\beta = 0.3) \approx 1.27$ и $s_{qh}(\beta = 0.3) \approx 1.36$, $s_p(\beta = 0.4) \approx 1.34$ и $s_{qh}(\beta = 0.4) \approx 1.42$, $s_p(\beta = 0.5) \approx 1.4$ и $s_{qh}(\beta = 0.5) \approx 1.5$, например. В свою очередь, значения $s = 1.5 = \text{const}$, принятые для $Q_l = 24 \text{ м}^3/\text{ч}$ в рамках используемой ϕ -модели, позволяют получить приемлемые значения ϕ для достижения хороших результатов при расчете Δp_ϕ по соотношению (7). Поэтому при низких расходах $Q_l = 24 \text{ м}^3/\text{ч}$, когда КГС не обнаруживается, приближенное равенство $\phi(s_p) \approx \phi(s_{qh}) \approx \phi(s = \text{const})$ уместно во всем диапазоне β . Что касается относительно высоких расходов $Q_l \geq 48 \text{ м}^3/\text{ч}$, когда КГС в СУ довольно велик (см. рис. 8), значения s_p стремятся к 1.0, что хорошо согласуется с предположением $s(40 \text{ м}^3/\text{ч}) = s(48 \text{ м}^3/\text{ч}) = s(56 \text{ м}^3/\text{ч}) = 1.0$, сделанным с использованием рассматриваемой ϕ -модели. В этом случае применение квазигомогенной модели $\phi = 0.8\beta$ дает хорошие результаты расчетов по соотношению (11) за счет увеличения коэффициента скольжения s_{qh} при росте β (см. рис. 12), уменьшения значения ϕ и соответствующего роста плотности $\rho(\phi)$, что компенсирует влияние КГС в СУ при практически гомогенизированных режимах течения, когда $\phi \approx \beta$.

В заключение можно отметить, что успешное решение задачи определения расходов в двухфазных жидкостных потоках реальная нефть – соленая вода посредством СУ 98/70 мм и ^{137}Cs -гамма-плотномера с учетом фактора трения в соответствии с [7] представлено в [4].

ВЫВОДЫ

1. Задача определения расходов двухфазных потоков вода – сжатый воздух успешно решается путем двухступенчатого дросселирования в сужающем устройстве с коэффициентом сужения $D_1/D_2 = D_2/D_3 \approx 2^{1/2}$ и переводом потока от входного диаметра ($D_1 = 98 \text{ мм}$) к сужающему устройству с меньшим геометрическим параметром ξ ($D_2/D_3 = 70/50 \text{ мм}$) и использованием его для измерения перепада давления Δp . Такой подход позволяет применить квазигомогенную модель $\phi = 0.8\beta$ для определения средней плотности и массовых расходов обеих фаз с помощью выражений (11)–(14), учитывающих также фактор трения. При этом максимальные относительные отклонения $\delta G_i/G_i$ не превышают, в основном, $\pm 2\%$ (без учета вклада неопределенностей, обуслов-

ленных гамма-плотномером). Кроме того, чувствительность СУ 70/50 мм ($d\Delta p/d\beta$ и $d\Delta p/dQ_l$) заметно больше, чем СУ 98/70 мм.

2. Для относительно точного определения расходов двухфазных потоков вода – сжатый газ с помощью конического СУ необходимо учитывать фактор трения $k(\text{Re})$. Этот фактор уменьшает расход по сравнению с идеальным случаем при $k = 1$. Роль фактора $k(\text{Re})$ заметно возрастает по мере уменьшения геометрического параметра сужающего устройства ξ : для СУ 70/50 мм с $\xi = 3.23 \times 10^{-3} \text{ м}^2$ значения k изменяются от 0.92 до примерно 0.96 в зависимости от объемного расхода жидкости Q_l и объемного расходного газосодержания β , тогда как для сужающего устройства 98/70 мм с $\xi = 6.33 \times 10^{-3} \text{ м}^2$ значения k изменяются от 0.976 до примерно 0.99 при прочих равных условиях. Роль фактора трения возрастает по мере увеличения вязкости жидкой фазы в двухфазном потоке.

3. Если применить расчетную модель, основанную на истинном объемном газосодержании ϕ , зависящем от усредненного коэффициента скольжения $s(Q_l)$, то кризис гидравлического сопротивления может быть характерной особенностью работы рассматриваемого СУ 70/50 мм. Это выражается в заниженных показаниях датчика перепада давления Δp через СУ по сравнению с оценками Δp_ϕ , основанными на значениях ϕ , которые найдены с помощью полученных экспериментальных данных и сделанных предположений. Количественные показатели КГС выражены тем заметнее, чем больше значения Q_l и β . При минимальном расходе $Q_l = 24 \text{ м}^3/\text{ч}$ КГС не наблюдается в обоих СУ, а при $Q_l \geq 40 \text{ м}^3/\text{ч}$ и, например, $\beta = 0.5$ отношение $\Delta p_\phi/\Delta p$ может достигать значения около 1.2. Это отношение для СУ 98/70 мм примерно в 1.2 раза выше ($1.2 \times 1.2 = 1.44$) при той же расчетной модели из-за существенных различий режимов течения и их характеристик.

4. Взаимосвязь между двумя рассматриваемыми моделями $\phi = f(s)$ и $\phi = C_1\beta$ устанавливается выражением (10).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Bagelli I.M.M.** Development of multiphase meter using gamma densitometer concept // Proc. of the Intern. Nucl. Conf.: New Era in Nuclear Science and Technology. Kuala Lumpur, Malaysia, 27–28 Oct. 1997. P. 371–389.
2. **Filippov Yu.P., Filippov A.Yu.** Operation features of a narrowing device in separationless three-phase flowmeter // Flow Measurement and Instrumentation. 2019. V. 68. P. 101578.
3. **Филиппов Ю.П., Филиппов А.Ю.** Определение расходов в горизонтальных двухфазных потоках вода – газ и особенности работы конического сужающего

- устройства в мультифазном расходомере с гамма-плотномером // Тепловые процессы в технике. 2021. Т. 13. № 2. С. 98–110.
<https://doi.org/10.34759/tpt-2021-13-3-98-110>
4. **Monitoring** of multiphase flows for superconducting accelerators and others applications / Yu.P. Filippov, I.D. Kakorin, A.M. Kovrizhnykh, V.M. Miklayev // Phys. Part. Nucl. Lett. 2017. V. 14. Is. 4. P. 602–614.
<https://doi.org/10.1134/S1547477117040082>
 5. **Государственный** первичный специальный эталон единицы массового расхода газожидкостных смесей ГЭТ195-2011. <http://vniir.org/standards/get-195-2011>.
 6. **Filippov Y.P., Panferov K.S.** Two-phase cryogenic flow meters: Part II – How to realize the two-phase pressure drop method // Cryogenics. 2011. V. 51. Is. 11–12. P. 640–645.
<https://doi.org/10.1016/j.cryogenics.2011.09.013>
 7. **Filippov Y.P., Panferov K.S.** Diagnostics of salty water-in-oil two-phase flow // Int. J. Multiphase Flow. 2012. V. 41. P. 36–43.
<https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2011.12.005>
 8. **Лабунцов Д.А., Ягов В.В.** Механика двухфазных систем. М.: Издательский дом МЭИ, 2007.
 9. **Butterworth D., Hewitt G.F.** Two-phase flow and heat transfer. Oxford: Oxford University Press, 1977.
 10. **Premoli A., Francesco F., Prina A.** A dimensionless correlation for determining the density of two-phase mixtures // Termotecnica. 1971. V. 25. P. 17–26.
 11. **Dual-isotope** spectrometric gamma-densitometer for diagnostics of three-phase oil-water-gas flows / B.N. Sveshnikov, S.N. Smirnov, A.Yu. Filippov, Yu.P. Filippov // Phys. Part. Nucl. Lett. 2021. V. 18. Is. 1. P. 52–62.
<https://doi.org/10.1134/S1547477121010118>
 12. **Murdock J.W.** Measuring the flow rate of a two-phase flow with orifice plate // Tech. Mech. 1968. V. 84. Is. 4. P. 8–22.

Application of a Pair of Conical Narrowing Devices for Defining the Flow Rate of Horizontal Two-Phase Water–Gas Flows in a Separationless Flowmeter

A. Yu. Filippov^{a,*} and Yu. P. Filippov^{b,**}

^a National Research University Moscow Power Engineering Institute, Moscow, 111250 Russia

^b Joint Institute for Nuclear Research, Dubna, 141980 Russia

*e-mail: forsc2231@gmail.com

**email: fyp@dubna.ru

Abstract—Two methods are offered for defining the mass flow rates of two-phase flows of water–compressed gas, which are a particular case in the operation of a three-phase oil–water–gas flow meter based on a dual-isotope gamma densitometer and a conical narrowing device (ND). In the first method, when calculating the flow rates, pressure losses due to friction and the crisis of hydraulic resistance in the ND are taken into account. This method is based on a model in which the true void fraction φ is determined using the proposed approach to find the values of the slip ratio phase slip in the ND. A feature of another method is the reasonable possibility of using a quasi-homogeneous model. In this case, the relationship between flow rates, pressure drops through the ND, thermophysical properties of the components, volumetric flow gas content β , and friction factor are taken into account. On the basis of experimental data and calculation methods, the effect of a geometric parameter for a pair of conical ND with diameters of 98/70 mm and 70/50 mm was analyzed. For a real flowmeter with a nominal diameter of DN 100, it is recommended to use a 70/50 mm ND; for this ND, the relationship between φ and β is $\varphi = C\beta$, $C < 1$. Experimental data were obtained on the State Standard of Multiphase Flows GET195-2011 in Kazan for volumetric water flow rates from 24 to 56 m³/h and volumetric flow gas content from 0 to 70% at a temperature of approximately 20°C. The second method is preferable and allows defining the flow rates of two-phase flows with maximum relative deviations of approximately $\pm 2\%$. This is quite optimistic for the conditions under consideration. The possibility of the existence or absence of a hydraulic resistance crisis in both NDs is discussed.

Keywords: flow rate, multiphase flow, narrowing device, water-gas, gamma densitometer, friction factor, hydraulic resistance crisis, quasi-homogeneous model