

ИНФОРМАТИКА, ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА И УПРАВЛЕНИЕ

УДК 533.6.011

DOI 10.55421/1998-7072_2022_25_7_106

В. Э. Зинуров, И. И. Насырова, К. Д. Вьюгова,
И. Н. МадышевЧИСЛЕННОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
СУЖАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА НА ОСНОВЕ ТРУБЫ ВЕНТУРИ*Ключевые слова: труба Вентури, численное моделирование, сеточная модель, измерение давления, перепад давления, эффект Вентури, компьютерное моделирование.*

В настоящее время актуальность применения различных программ для компьютерного моделирования: Ansys Fluent, Solidworks Flow Simulation, FlowVision, SigmaFlow и др. возрастает, так как это способствует уменьшению временных и экономических затрат. Однако, ключевой задачей является верификация численного моделирования с экспериментом или промышленными испытаниями. К данному этапу относится определение количества ячеек в расчетной модели и выбор наиболее подходящей модели турбулентности, от которых будут зависеть точность расчета и требования к вычислительным мощностям, определяющих временные рамки получения результатов. Целью данной работы является экспериментальное и численное исследование сужающего устройства на основе трубы Вентури. В статье представлен литературный обзор по применимости трубы Вентури и устройств, разработанных на основе трубы Вентури. Представлена адаптированная расчетная методика трубы Вентури по ГОСТу 8.586.4-2005. ГСИ. Представлена схема экспериментальной установки. Описана методика проведения эксперимента. Для выполнения физических экспериментов труба Вентури была распечатана на 3D принтере. Представлены геометрические параметры трубы Вентури. Показана сеточная модель трубы Вентури для проведения численных исследований. При моделировании использовалась k-w SST модель турбулентности. В ходе проведения работы было рассмотрено влияние количества сеточных элементов на достоверность результатов при моделировании трубы Вентури и сравнение перепада давления в трубе Вентури по мере возрастания входной скорости, полученных при численном и экспериментальном исследованиях. Было установлено, что погрешность при численном моделировании при средней входной скорости 12,9 м/с составляет от 2,6 до 5,1 % при количестве сеточных элементов от 36499 до 2438954 шт. Сравнение численного и физического экспериментов производилось при количестве сеточных элементов 527877 шт. По мере увеличения скорости от 6,9 до 17,1 м/с погрешность между физическим и численным экспериментами снижалась от 4,3 до 0,9 %. Проведенные исследования показали, что применение численного моделирования позволяет существенно снизить временные затраты на получение результатов.

V. E. Zinurov, I. I. Nasyrova, K. D. Vyugova,
I. N. MadyshevNUMERICAL AND EXPERIMENTAL STUDY OF THE NARROWING DEVICE
BASED ON THE VENTURI PIPE*Keywords: Venturi pipe, numerical modeling, grid model, pressure measurement, pressure drop, Venturi effect, computer modeling.*

Currently, the relevance of using various programs for computer modeling (Ansys Fluent, Solidworks Flow Simulation, FlowVision, SigmaFlow, etc.) increases, as it helps to reduce a time and economic costs. However, the key task is to verify the numerical simulation with experiment or industrial tests. This stage includes determining the number of cells in the calculation model and choosing the most suitable turbulence model, on which the accuracy of the calculation and the requirements for computing power will depend, determining the time frame for obtaining results. The purpose of this work is an experimental and numerical study of a constricting device based on a Venturi pipe. The article presents a literary review of the applicability of the Venturi pipe and devices developed on the basis of the Venturi pipe. The adapted calculation method of Venturi pipe according to GOST 8.586.4-2005. GSI is presented. The scheme of the experimental installation is presented. The method of conducting the experiment is described. To perform physical experiments, the Venturi tube was printed on a 3D printer. The geo-metric parameters of the Venturi pipe are presented. A grid model of a Venturi pipe for conducting numerical studies is shown. The k-w SST turbulence model was used in the simulation. In the course of the work, the influence of the number of grid elements on the reliability of the results in the simulation of the Venturi pipe and the comparison of the pressure drop in the Venturi pipe as the input velocity increases, obtained in numerical and experimental studies, were considered. It was found that the error in numerical modeling at an average input speed of 12.9 m/s is from 2.6 to 5.1% with the number of grid elements from 36499 to 2438954 pcs. Comparison of numerical and physical experiments was carried out with the number of grid elements 527877 pcs. As the speed increased from 6.9 to 17.1 m/s, the error between physical and numerical experiments decreased from 4.3 to 0.9%. The conducted studies have shown that the use of numerical modeling can significantly reduce the time spent on obtaining results.

С каждым годом увеличивается актуальность применения компьютерного моделирования, как для промышленности в целом, так и для химической и нефте-

химической промышленности, в частности. Применение различных программ для компьютерного моделирования: Ansys Fluent, Solidworks Flow Simulation, FlowVision, SigmaFlow и др. позволяет снизить, как

правило, временные затраты на проведение физических экспериментов и финансовые вложения в создание лабораторных установок и стендов. Известно большое количество работ, в которых применение компьютерного моделирования позволило исследовать циклоны [1-3], новые сепарационные устройства [4-7], абсорберы [8, 9] и другие устройства и аппараты [10 – 12]. Одним из сложных этапов проведения компьютерного моделирования является верификация результатов, которая зачастую производится сравнением полученных числовых значений с экспериментальными или промышленными данными. К этому этапу относится определение количества ячеек в расчетной модели и выбор наиболее подходящей модели турбулентности, от которых будут зависеть точность расчета и требования к вычислительным мощностям, определяющих временные рамки получения результатов.

Целью данной работы является экспериментальное и численное исследование сужающего устройства на основе трубы Вентури. Следует отметить, что практически каждая сфера жизнедеятельности человека, в которой используется движение газа или жидкости не обходится без трубы Вентури. Она состоит в большинстве случаев из пяти элементов: диффузора, горловины, сужающей конической части и двух цилиндров. Их совместное сочетание в единой конструкции позволяет создавать поток газа или жидкости высокого давления без завихрений и смены режима движения среды.

Данное свойство широко применяется при разработке и создании измерительных устройств, аппаратов отчистки, систем подачи удобрений и в других различных сферах. Например, в работе [13] труба Вентури используется для газоотводящих трактов кислородных конвертеров емкостью 160 т. С помощью нее достигается доохлаждение газового потока после скруббера и производится окончательная очистка потока перед выбросом в окружающую среду. В работе [14] исследователи рассматривают трубу Вентури в качестве гидродинамического генератора колебаний. Авторами работы [15] был разработан клапанный узел, выполненный по типу трубы Вентури. В работе [16] представлено исследование влияния периодических наложенных пульсаций расхода газа на работу расходомера, который выполнен на базе трубы Вентури. В работе [17] представлен способ определения массового расхода жидкостей с помощью сужающего устройства на основе трубы Вентури. Таким образом, труба Вентури и различные разработанные устройства и аппараты на ее основе являются актуальными для промышленных секторов.

При проведении физического эксперимента была реализована следующая схема (рис. 1). Нагнетание газа в линии подачи газа 2 производилось вентилятором 1. Газовый поток проходил через трубу Вентури 3, после чего выходил из экспериментальной установки в окружающую среду. При движении газа через трубу Вентури осуществлялось измерение перепада давления с помощью дифференциального манометра 4. Давление измерялось в узкой и широкой частях трубы Вентури 3. Значения давлений в трубе

Вентури 3 измерялись в автоматическом режиме каждую секунду и передавались вычислительному компьютеру 5.

Марка дифференциального манометра – testo 510i. Технические характеристики измерительного прибора: диапазон измерений от -150 до +150 гПа, погрешность составляет $\pm 0,05$ гПа (0 – 1 гПа), $\pm (0,02$ гПа + 1,5 % от изм. знач.) (1 – 150 гПа).

Перепад давления в трубе Вентури Δp_V , Па определялся по следующей формуле:

$$\Delta p_V = p_{w.p.} - p_{n.p.}, \quad (1)$$

где $p_{w.p.}$ – давление в широкой части, Па; $p_{n.p.}$ – давление в узкой части, Па (рис. 1).

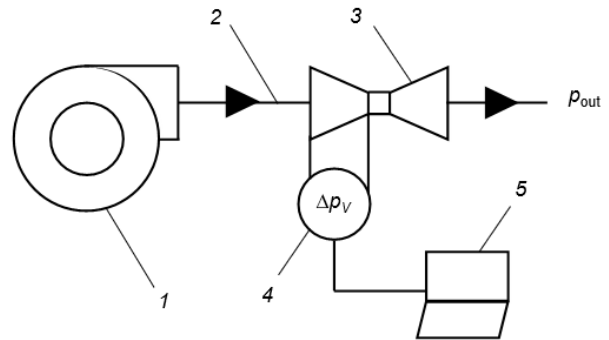


Рис. 1 – Схема экспериментальной установки для измерения перепада давления в трубе Вентури: 1 – вентилятор; 2 – линия подачи газа; 3 – труба Вентури; 4 – дифференциальный манометр; 5 – вычислительный компьютер

Fig. 1 - Scheme of the experimental setup for measuring the pressure drop in the Venturi pipe: 1 – fan; 2 – gas supply line; 3 - Venturi pipe; 4 - differential pressure gauge; 5 - computer

Основной блок экспериментальной установки для измерения перепада давления в трубе Вентури представлен на рисунке 2. При создании экспериментальной установки труба Вентури была распечатана на 3D принтере. В качестве материала для печати использовался PLA пластик. Температура эксплуатации составляет от -20°C до +40°C. При этом температура размягчения составляет 50°C. Таким образом, деформация трубы Вентури в ходе экспериментов при температуре окружающей среды равной около 30°C исключалась (рис. 2).

Принцип действия трубы Вентури заключается в эффекте Вентури, который состоит в том, что происходит падение давления, когда газовая среда проходит через суженную часть трубы. Данный эффект назван в честь итальянского физика Джованни Вентури [18].

Следует отметить, что для измерения значений давления в узкой и широкой частях трубы Вентури были сконструированы кольцевые камеры 5. В свою очередь, кольцевые камеры закрывались двумя дугообразными вставками, которые вставлялись в продольные пазы. На рисунке 2 для наглядной демонстрации кольцевые камеры 5 полуоткрыты. Для равномерного распределения давления в кольцевых камерах было проделано по 4 отверстия с постоянным шагом в узкой и широкой частях трубы Вентури. Каждая

кольцевая камера имела по 2 патрубка, расположенных относительно друг друга на одинаковом расстоянии, для подключения дифференциального манометра. Вследствие того, что использовался только 1 патрубок в каждой кольцевой камере, другой перекрывался (рис. 2).

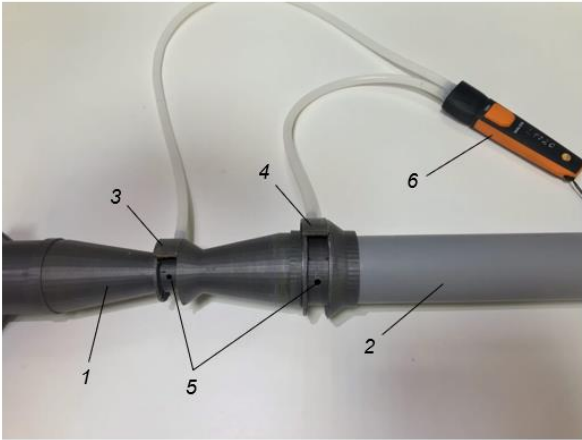


Рис. 2 – Экспериментальная установка для измерения перепада давления в трубе Вентури: 1 – труба Вентури; 2 – линия подачи газа; 3 – узкая часть; 4 – широкая часть; 5 – кольцевые камеры; 6 – дифференциальный манометр

Fig. 2 - Experimental setup for measuring the pressure drop in the Venturi pipe: 1 - Venturi pipe; 2 – gas supply line; 3 - narrow part; 4 - wide part; 5 - annular chambers; 6 - differential pressure gauge

Труба Вентури создавалась согласно ГОСТу 8.586.4-2005 ГСИ. «Измерение расхода и количества жидкостей и газов с помощью стандартных сужающих устройств». Часть 4. Трубы Вентури.

Расчетные формулы подбирались на основании методики расчета трубы Вентури с обработанной входной конической частью [19].

Массовый расход газового потока рассчитывался по следующей формуле, приведенной в ГОСТ 8.586.5 – 2005 «Измерение расхода и количества жидкостей и газов с помощью стандартных сужающих устройств. Часть 5. Таблица 6»:

$$q_m = 0,25\pi d_{20}^2 K_{cy}^2 C E K_{\text{ш}} K_{\text{п}} \varepsilon (2\Delta p \rho)^{0,5}, \quad (2)$$

где d_{20} – диаметр отверстия СУ при температуре 20 °С, м; K_{cy} – поправочный коэффициент, учитывающий изменение диаметра отверстия СУ, вызванное отклонением температуры; $K_{\text{ш}}$ – поправочный коэффициент, учитывающий шероховатость внутренней поверхности ИТ; $K_{\text{п}}$ – поправочный коэффициент, учитывающий притупление входной кромки диафрагмы; E – коэффициент скорости входа; C – коэффициент истечения; ε – коэффициент расширения.

Диаметр отверстия d_{20} рассчитывается по следующей формуле:

$$d_{20} = \frac{d}{K_{cy}}, \quad (3)$$

где d – диаметр отверстия сужающего устройства при рабочей температуре, м.

Поправочный коэффициент K_{cy} рассчитывается по следующему выражению:

$$K_{cy} = 1 + \alpha_{t,cy} (t - 20), \quad (4)$$

где $\alpha_{t,cy}$ – температурный коэффициент линейного расширения материала СУ, 1/°С.

Учитывая, что измерения проводились в помещении при температуре окружающей среды равной около 30 °С, при этом температурный коэффициент линейного расширения пластика равен очень малому значению приблизительно в диапазоне от $40 \cdot 10^{-6}$ до $100 \cdot 10^{-6}$ 1/°С, то примем поправочный коэффициент K_{cy} равным 1. Следовательно, $d_{20} = d$.

Вследствие того, что труба Вентури была распечатана на 3D принтере, определить шероховатость внутренней поверхности ИТ и притупление входной кромки диафрагмы не представлялось возможным. Поэтому поправочными коэффициентами, учитывающими шероховатость $K_{\text{ш}}$ и притуплением входной кромки диафрагмы $K_{\text{п}}$ пренебрегали. В расчетах принималось, что они равны 1.

Таким образом, формула (2) для расчета массового расхода газа примет вид:

$$q_m = 0,25\pi d^2 C E \varepsilon (2\Delta p \rho)^{0,5}. \quad (5)$$

Так как коэффициент истечения труб Вентури зависит от числа Рейнольдса Re , которое само зависит от расхода среды, значение расхода q_m определялось методом итераций.

Коэффициент скорости входа E рассчитывался по следующей формуле:

$$E = \frac{1}{\sqrt{1 - \beta^4}}, \quad (6)$$

где β – относительный диаметр отверстия.

Относительный диаметр отверстия сужающего устройства определялся по следующему выражению:

$$\beta = \frac{d}{D}, \quad (7)$$

где D – внутренний диаметр входного патрубка, м.

Так как, значения параметров d и D в формуле (7) являются исходными данными, то можно рассчитать, что $\beta = 0,5$, следовательно, коэффициент скорости входа E будет равен 1,033 по формуле (6). Подставив исходные значения $d = 0,025$ м, $\rho = 1,164$ кг/м³ (при температуре окружающей среды равной 30 °С) и полученное значение E в формулу (5) получим следующее выражение для массового расхода газа:

$$q_m = 0,00077 C \varepsilon \Delta p \rho^{0,5}. \quad (8)$$

Коэффициент истечения C определяется по формулам:

$$\begin{cases} C = 1,009 \left(\beta \frac{10^6}{Re} \right)^{-0,013} & \text{при } Re < 5 \cdot 10^5 \beta; \\ C = 0,9950 & \text{при } 5 \cdot 10^5 \beta \leq Re < 10^6 \beta; \\ C = 1,000 & \text{при } 10^6 \beta \leq Re < 2 \cdot 10^6 \beta; \\ C = 1,010 & \text{при } 2 \cdot 10^6 \beta \leq Re < 10^8 \beta. \end{cases} \quad (9)$$

Число Рейнольдса определялось по классической формуле:

$$Re = \frac{4}{\pi} \frac{q_m}{D \mu}, \quad (10)$$

где μ – динамическая вязкость газа, Па·с.

Коэффициент расширения ε определялся по выражению:

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{kT^{\frac{2}{k}}}{k-1} \left(\frac{1-\beta^4}{1-\beta^4 T^{\frac{2}{k}}} \right) \left(\frac{1-T^{\frac{k-1}{k}}}{1-T} \right)}, \quad (11)$$

где $T = 1 - \Delta p/\rho$; k – показатель адиабаты.

Формула (9) применяется при значениях параметров, лежащих в следующих диапазонах: $0,05 \text{ м} \leq D \leq 0,50 \text{ м}$, $0,3 \leq \beta \leq 0,8$, $7 \cdot 10^4 \leq Re \leq 10^7$ при $0,30 \leq \beta \leq 0,44$ и $2 \cdot 10^4 \leq Re \leq 10^7$ при $0,44 \leq \beta \leq 0,80$. Также должно выполняться условие $\Delta p/\rho \leq 0,25$.

Согласно ГОСТ 8.586.5 - 2005 пункту 8.1.2.2 принималась следующая последовательность расчета среды методом итераций:

1. Первое приближенное значение числа Рейнольдса Re_1 принималось равным 10^6 ;

2. По формуле (9) рассчитывался первый приближенный коэффициент истечения C_1 .

3. По формуле (8) рассчитывалось первое приближенное значение массового расхода среды q_1 .

4. По полученному значению q_1 рассчитывалось второе приближение значений Re_2 по формуле (10) и C_2, q_2 .

5. Уточнение значений параметров Re, C и q_m осуществляется до тех пор, пока относительное отклонение между значением расхода q_i и его предыдущим значением q_{i-1} не будет удовлетворять следующему условию:

$$\frac{|q_i - q_{i-1}|}{q_i} < 10^{-5}. \quad (12)$$

Так как, физический эксперимент проводился в интервале времени, то среднее значение расхода газового потока вычислялось по формуле:

$$\bar{q}_m = \frac{\sum_{i=1}^n q_{mi}}{n_t}, \quad (13)$$

где n_t – количество значений расходов q_{mi} .

Среднерасходная скорость рассчитывалась по следующему выражению:

$$w = \frac{4q_m}{\rho \pi D^2}. \quad (14)$$

Геометрические размеры трубы Вентури принимались следующие: диаметр широкой части – 50 мм, диаметр узкой части – 25 мм, длина трубы Вентури – 180 мм, толщина стенки – 2 мм.

Численное моделирование выполнялось в программном продукте Ansys Fluent. Трехмерная модель трубы Вентури была частично упрощена. В частности, были удалены кольцевые камеры, которые существенно не влияли на получаемые результаты, но усложняли геометрию. На основе твердотельной трехмерной модели был выделен проточный объем. После чего была произведена генерация сетки (рис. 3).

Сеточная модель состоит из гексаэдральных элементов. Для более точного расчета в пристеночной области была сгенерирована послойная сетка с помощью инструмента «inflation». Для определения наименьшего количества ячеек в сеточной модели трубы Вентури, позволяющего производить численные расчеты с допустимой погрешностью, количество

ячеек изменялось от 36449 до 2438954 шт. Входная средняя скорость задавалась 12,9 м/с, которая была рассчитана по физическому эксперименту. Результаты расчетов представлены в таблице 1. Очевидно, что количество ячеек приводит к повышению точности расчета. При изменении количества ячеек от 36449 до 2438954 шт. погрешность уменьшалась от 5,1 до 2,6 %.

В ходе численного моделирования применялась $k-w$ SST модель турбулентности, так как в ходе предыдущих исследований она показала адекватные результаты [20].

При количестве ячеек от 374946 до 527877 шт. в сеточной модели погрешность составила около 3 %. Данная погрешность была принята допустимой для данных расчетов. Дальнейшие расчеты производились при количестве ячеек - 527877 шт.

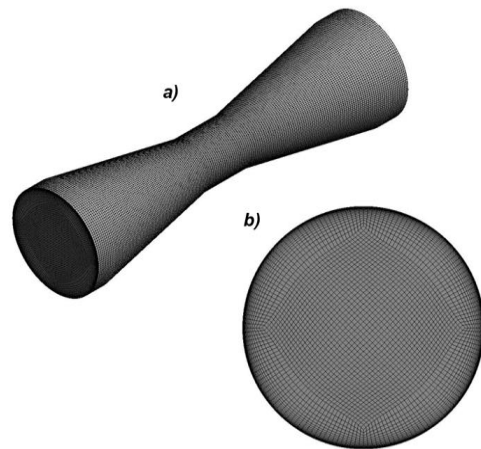


Рис. 3 – Сеточная модель трубы Вентури: а – изометрическая проекция; б – вид сбоку

Fig. 3 - Grid model of the Venturi pipe: a – isometric projection; b – side view

Таблица 1 – Расчет погрешности между численным моделированием и физическим экспериментом при определении разности давления в трубе Вентури

Table 1 – Calculation of the error between numerical simulation and physical experiment in determining the pressure difference in the Venturi pipe

n	$\Delta p_v, \text{ Па}$	$\gamma, \%$
36 449	1559,2	5,1
67 600	1542,1	4,0
117 572	1536,3	3,6
174 080	1533,6	3,5
282 000	1529,2	3,2
374 946	1528,4	3,1
527 877	1526,3	3,0
773 376	1524,7	2,9
2 438 954	1520,4	2,6

В ходе проведения физического эксперимента была рассчитана средняя скорость газового потока в широкой части трубы Вентури по формуле (14), которая составила от 6,9 до 17,1 м/с. При этом перепад давления в широкой и узкой частях трубы Вентури составил от 419,2 до 2608,3 Па.

Сравнение численного моделирования и физического эксперимента представлено на рисунке 4. Следует отметить, что при численном моделировании задавались входные средние скорости в трубу Вентури, которые были получены при физическом эксперименте. Максимальная погрешность составила 4,3 %. С увеличением скорости погрешность уменьшалась. Так, при входной скорости газового потока от 6,9 до 17,1 м/с погрешность изменялась от 4,3 до 0,9 %. Также было получено уравнение, характеризующее зависимость перепада давления в трубе Вентури $\Delta p_{V, \text{exp}}$, Па от входной скорости газового потока при проведении физического эксперимента:

$$\Delta p_{V, \text{exp}} = 8,59W^{2,02}. \quad (15)$$

Достоверность аппроксимации составила 0,99.

Таким образом, проведенные исследования показали, что применение численного моделирования позволяет существенно снизить временные затраты на получение результатов. В ходе проведения работы было рассмотрено влияние количества сеточных элементов на достоверность результатов при моделировании трубы Вентури и сравнение перепада давления в трубе Вентури по мере возрастания входной скорости, полученных при численном и экспериментальном исследованиях.

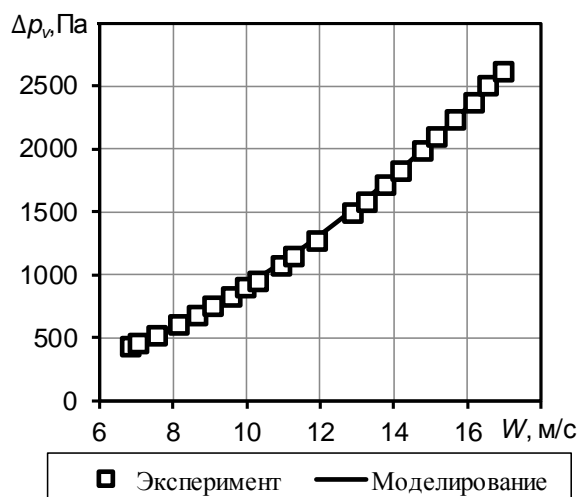


Рис. 4 – Сравнение численного моделирования
Fig. 4 – Comparison of numerical simulation

На основе проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1) Погрешность при численном моделировании при средней входной скорости 12,9 м/с составляет от 2,6 до 5,1 % при количестве сеточных элементов от 36499 до 2438954 шт.;

2) По мере увеличения скорости от 6,9 до 17,1 м/с погрешность между физическим и численным экспериментами снижалась от 4,3 до 0,9 %. Сравнение численного и физического экспериментов производилось при количестве сеточных элементов 527877 шт.

Следует отметить, что относительно невысокую дополнительную погрешность могло внести отсутствие кольцевых камер в трехмерной модели трубы Вентури при численном моделировании.

На основе проведенных исследований в дальнейшем планируется модернизация трубы Вентури для исследований по газоочистке газового потока с помощью компьютерного моделирования.

Работа выполнена при финансовой поддержке гранта Президента РФ № МК-2710.2021.4.

This work was supported by the grant of the President of the Russian Federation No. МК-2710.2021.4.

Литература

1. Н.И. Ватин, А.А. Гиргидов, К.И. Стрелец. *Инженерно-строительный журнал*, 5(23), 5-9 (2011).
2. Р.Р. Усманова, Г.Е. Заиков, Р.Я. Дебердеев. *Вестник Казанского технологического университета*, 17, 4, 124-129 (2014).
3. A. Raoufi, M. Shams, M. Farzaneh, R. Ebrahimi. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 47, 1, 128-137 (2008).
4. V.E. Zinurov, A.V. Dmitriev, I.N. Madyshev, O.S. Dmitrieva, *Chemical and Petroleum Engineering*, 57, 7-8, 531-537 (2021).
5. А.В. Дмитриев, В.Э. Зинуров, О.С. Дмитриева, В.В. Харьков. *Вестник технологического университета*, 23, 3, 85-88 (2020).
6. В.Э. Зинуров, А.В. Дмитриев, А.Р. Галимова, Г.Х. Гумерова. *Вестник технологического университета*, 23, 11, 82-86 (2020).
7. А.В. Дмитриев, В.Э. Зинуров, О.С. Дмитриева, А.И. Поляков. *Вестник технологического университета*, 21, 11, 66-69 (2018).
8. Е.К. Зайцев, М.А. Зайцева, В.Ю. Скиба. *Актуальные проблемы в машиностроении*, 1, 308-312 (2014).
9. А.Р. Дорохов, О.Ю. Килеева, И.В. Дворовенко. *Вестник Кузбасского государственного технического университета*, 1 (2), 33-40 (1998).
10. А.В. Дмитриев, В.Э. Зинуров, Г.Х. Гумерова. *Вестник технологического университета*, 21, 2, 99-103 (2018).
11. А.В. Дмитриев, В.Э. Зинуров, О.С. Дмитриева, С.Ф. Лорай. *Вестник технологического университета*, 20, 17, 39-41 (2017).
12. А.В. Дмитриев, С.Ф. Лорай, В.Э. Зинуров, О.С. Дмитриева. *Вестник технологического университета*, 19, 20, 52-53 (2017).
13. В.Д. Мантула, А.З. Рыжавский, А.Ю. Пирогов, Д.В. Семенов, Д.В. Романов. *Экология и промышленность*, 4 (21), 46-50 (2009).
14. А.С. Корнеев, Д.А. Жебынев, А.М. Фельдман. *Инженерно-физический журнал*, 93, 2, 443-450 (2020).
15. А.В. Косов, Ю.Я. Печенегов. *Вестник Саратовского государственного технического университета*, 4, 1 (59), 161-164 (2011).
16. С.В. Юшко. *Вестник технологического университета*, 20, 1, 74-75 (2017).
17. И.В. Наумчик, Л.А. Сырцов, И.В. Соколова, Т.Ф. Савина. *Труды военно-космической академии имени А.Ф. Можайского*, 647, 171-179 (2015).
18. Ю.Р. Абзалилова, Д.Ф. Выдрин, Э.Э. Галимуллина. *Научные исследования*, 2 (13) (2017).
19. ГОСТ 8.586.4-2005. ГСИ. Измерение расхода и количества жидкостей и газов с помощью стандартных сужающих устройств. Трубы Вентури.
20. В.Э. Зинуров, А.В. Дмитриев, Н.Ф. Сахибгареев, Д.Н. Латыпов, М.Г. Гарипов. *Вестник технологического университета*, 24, 12, 128-132 (2021).

References

1. N.I. Vatin, A.A. Girgidov, K.I. Sagittarius. *Magazine of Civil Engineering*, 5(23), 5-9 (2011).

2. R.R. Usmanova, G.E. Zaikov, R.Ya. Deberdeev. Bulletin of the Kazan Technological University, 17, 4, 124-129 (2014).
3. A. Raoufi, M. Shams, M. Farzaneh, R. Ebrahimi. Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, 47, 1, 128-137 (2008).
4. V.E. Zinurov, A.V. Dmitriev, I.N. Madyshev, O.S. Dmitrieva, Chemical and Petroleum Engineering, 57, 7-8, 531-537 (2021).
5. A.V. Dmitriev, V.E. Zinurov, O.S. Dmitrieva, V.V. Kharkiv, Bulletin of the Technological University, 23, 3, 85-88 (2020).
6. V.E. Zinurov, A.V. Dmitriev, A.R. Galimova, G.Kh. Gumerova, Bulletin of the Technological University, 23, 11, 82-86 (2020).
7. A.V. Dmitriev, V.E. Zinurov, O.S. Dmitrieva, A.I. Polyakov, Bulletin of the Technological University, 21, 11, 66-69 (2018).
8. E.K. Zaitsev, M.A. Zaitseva, V.Yu. Skiba, Actual Problems in Machine Building, 1, 308-312 (2014).
9. A.R. Dorokhov, O.Yu. Kileeva, I.V. Dvorovenko, Bulletin of the Kuzbass State Technical University, 1 (2), 33-40 (1998).
10. A.V. Dmitriev, V.E. Zinurov, G.Kh. Gumerova, Bulletin of the Technological University, 21, 2, 99-103 (2018).
11. A.V. Dmitriev, V.E. Zinurov, O.S. Dmitrieva, S.F. Loray, Bulletin of the Technological University, 20, 17, 39-41 (2017).
12. A.V. Dmitriev, S.F. Loray, V.E. Zinurov, O.S. Dmitrieva, Bulletin of the Technological University, 19, 20, 52-53
13. V.D. Mantula, A.Z. Ryzhavsky, A.Yu. Pirogov, D.V. Semenov, D.V. Romanov, Ecology and Industry, 4 (21), 46-50 (2009).
14. A.S. Korneev, D.A. Zhebynev, A.M. Feldman, Engineering Physics Journal, 93, 2, 443-450 (2020).
15. A.V. Kosov, Yu.Ya. Pechenegov, Bulletin of the Saratov State Technical University, 4, 1 (59), 161-164 (2011).
16. S.V. Yushko, Bulletin of the Technological University, 20, 1, 74-75 (2017).
17. I.V. Naumchik, L.A. Syrtsov, I.V. Sokolova, T.F. Savina, Proceedings of the A.F. Mozhaisky, 647, 171-179 (2015).
18. Yu.R. Abzalilova, D.F. Vydrin, E.E. Galimullina, Scientific Research, 2 (13) (2017).
19. GOST 8.586.4-2005. GSI. Measurement of flow and quantity of liquids and gases using standard orifice devices. Venturi pipes.
20. V.E. Zinurov, A.V. Dmitriev, N.F. Sakhigareev, D.N. Latypov, M.G. Garipov, Bulletin of the Technological University, 24, 12, 128-132 (2021).

© **В. Э. Зинуров** – ассистент кафедры «Теоретические основы теплотехники» (ТОТ) ФГБОУ ВО «КГЭУ» (КГЭУ), vadd_93@mail.ru, **И. Н. Насырова** – студент кафедры ТОТ КГЭУ, iyuza2001@mail.ru, **К. Д. Вьюгова** – студент кафедры «Тепловые электрические станции» (ТЭС) ФГБОУ ВО «КГЭУ» (КГЭУ), vjugova.k@yandex.ru, **И. Н. Мадышев** – к.т.н., доцент кафедры МАХП НХТИ ФГБОУ ВО «КНИТУ», ilnyr_91@mail.ru.

© **V. E. Zinurov** – Assistant of the Theoretical Foundations of Heat Engineering department (TFHI), Kazan State Power Engineering University (KSPEU), vadd_93@mail.ru, **I. I. Nasyrova** – Student of the TFHI department, KSPEU, iyuza2001@mail.ru, **K. D. Vyugova** – Student of Thermal Power Stations department, KSPEU, vjugova.k@yandex.ru, **I. N. Madyshev** – PhD (Technical Sci.), Associate Professor, Department of Machines and Apparatus for Chemical Production, Nizhnekamsk Institute of Chemistry and Technology, branch of Kazan National Research Technological University, ilnyr_91@mail.ru.