

УДК 621.1.016+532.526

В.Н. Ковальногов, А.В. Чукалин, Л.В. Хахалева, Р.В. Федоров, А.А. Плеханова

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОЛИЧЕСТВА ДЕМПИРУЮЩИХ ПОЛОСТЕЙ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ ТРЕНИЯ ТУРБУЛЕНТНОГО ПОТОКА¹

Ковальногов Владислав Николаевич, доктор технических наук, заведующий кафедрой «Тепловая и топливная энергетика» Ульяновского государственного технического университета, окончил Казанский государственный университет. Имеет статьи, монографии и изобретения в области моделирования, исследования и оптимизации тепловых и гидрогазодинамических процессов в энергоустановках и технологическом оборудовании. [e-mail: kvn@ulstu.ru].

Чукалин Андрей Валентинович, аспирант кафедры «Тепловая и топливная энергетика» УлГТУ, окончил УлГТУ. Имеет статьи в области численного моделирования гидрогазодинамических процессов. [e-mail: chukalin.andrej@mail.ru].

Хахалева Лариса Валерьевна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Тепловая и топливная энергетика» УлГТУ, окончила УлГТУ. Имеет статьи и изобретения в области численного моделирования гидрогазодинамических процессов. [e-mail: larvall@mail.ru].

Федоров Руслан Владимирович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Тепловая и топливная энергетика» УлГТУ, окончил УлГТУ. Имеет статьи, монографии и изобретения в области численного моделирования гидрогазодинамических процессов. [e-mail: r.fedorov@ulstu.ru].

Плеханова Анна Алексеевна, студентка 3 курса направления «Теплоэнергетика и теплотехника» энергетического факультета УлГТУ. [e-mail: nyutka73@mail.ru].

Аннотация

В результате экспериментального и численного исследования турбулентного потока с воздействиями на основе модифицированной модели пути смешения Прандтля с использованием анализа пульсаций давления, произведен расчет структуры и сопротивления трения турбулентного потока. Разработанная модель турбулентного обмена и метод расчета позволяют адекватно учесть особенности обменных процессов при наличии демпфирующих полостей и прогнозировать сопротивление трения с помощью предварительного расчета. Экспериментально установлена возможность снижения коэффициента сопротивления трения турбулентного потока с помощью демпфирующих полостей до 35%. Выполнено обобщение влияния количества демпфирующих полостей на сопротивление трения.

Ключевые слова: демпфирующие полости, математическое моделирование, сопротивление трения, турбулентный поток.

RESEARCHING THE INFLUENCE OF THE NUMBER OF DAMPING CAVITIES ON FRICTIONAL RESISTANCE OF TURBULENT FLOW

Vladislav Nikolaevich Kovalnogov, Doctor of Engineering, Head of the Department of Heat Power Engineering of Ulyanovsk State Technical University; graduated from Kazan State University; an author of articles, monographs, and inventions in the field of simulation, research, and optimization of thermal and hydrogas-dynamic processes in power installations and processing equipment. e-mail: kvn@ulstu.ru.

Andrei Valentinovich Chukalin, Postgraduate Student at the Department of Heat Power Engineering of Ulyanovsk State Technical University; an author of articles and inventions in the field of numerical modelling of hydrogas-dynamic processes. e-mail: chukalin.andrej@mail.ru.

Larisa Valerevna Khakhaleva, Candidate of Engineering, Associate Professor at the Department of Heat Power Engineering of Ulyanovsk State Technical University; an author of articles and inventions in the field of numerical modelling of hydrogas-dynamic processes. e-mail: larvall@mail.ru.

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке Совета по грантам Президента Российской Федерации, грант №МК-4742.2016.8.

Ruslan Vladimirovich Fedorov, Candidate of Engineering, Associate Professor at the Department of Heat Power Engineering of Ulyanovsk State Technical University; an author of articles and inventions in the field of numerical modelling of hydrogas-dynamic processes. e-mail: r.fedorov@ulstu.ru.

Anna Alekseevna Plekhanova, Third Year Student of the Thermal and Heat Engineering Course of the Power Department at Ulyanovsk State Technical University. e-mail: nyutka73@mail.ru.

Abstract

As a result of experimental and numerical research of turbulent flow with effects on the basis of the modified model of the Prandtl mixing length with the use of pressure pulsation analysis, the structure and resistance of turbulent flow frictional resistance were calculated. The developed model of turbulent exchange and the calculation method allow to take adequately into account the features of the metabolic processes in the presence of damping cavities and predict the frictional resistance with the help of preliminary calculation. The possibility of reduction of the frictional resistance coefficient of a turbulent flow to 35 % was experimentally set with the use of damping cavities. The generalization of the influence of the amount of damping cavities on the frictional resistance was carried out.

Key words: damping cavities, mathematical modelling, frictional resistance, turbulent flow.

ВВЕДЕНИЕ

Управление интенсивностью турбулентного переноса в пограничном слое может происходить под внешними или внутренними воздействиями. Снижение интенсивности турбулентного переноса происходит под воздействием продольного отрицательного градиента давления [1], при воздействии ламинаризирующими пластинами [1, 2], около перфорированных поверхностей с демпфирующими полостями [2–5], под действием вдува и отсоса [1].

Авторами [3–5] было установлено изменение сопротивления трения турбулентного потока газа в трубе за счет демпфирующих полостей. В зависимости от степени воздействия на поток посредством изменения количества перфорационных отверстий, взаимодействующих с каждой демпфирующей полостью [3, 4]. В работе [5] исследовался вопрос влияния конфигурации расположения полостей и относительного объема полостей на сопротивление трения турбулентного потока, однако не было проведено обобщение экспериментальных данных. В связи с этим было выполнено обобщение экспериментального исследования влияния относительного объема демпфирующих полостей на сопротивление трения турбулентного потока.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ

В работе [5] подробно описывается экспериментальная установка для исследования влияния относительного объема и конфигурации расположения демпфирующих полостей, а также ход экспериментов. Схема установки показана на рисунке 1.

Коэффициент сопротивления трения ξ определялся в опытах по перепаду статического давления на участке трубы, расположенном в области стабилизированного течения, и среднерасходной скорости в сечении канала. Относительная погрешность

опытного определения коэффициента ξ , приведенная к доверительной вероятности 0,95, не превысила $\pm 4\%$.

Профиль скорости в сечении трубы измерялся с помощью микротрубки Пито (приемника полного давления), установленной в координатном устройстве.

Результаты экспериментального исследования сопротивления трения представлены на рисунках 2 и 3. Здесь число Рейнольдса Re определялось по среднерасходной скорости потока и диаметру проточной части трубы; ξ_0 – коэффициент сопротивления трения на гладкой непроницаемой поверхности трубы без демпфирующих полостей.

Приведенные на рисунке 3 результаты соответствуют усредненным значениям относительного коэффициента сопротивления в диапазоне чисел Re от 40000 до 80000.

Экспериментальные точки на рисунке 2 свидетельствуют, что при отсутствии демпфирующих полостей полученные результаты на основном участке течения потока в трубе удовлетворительно соответствуют расчету

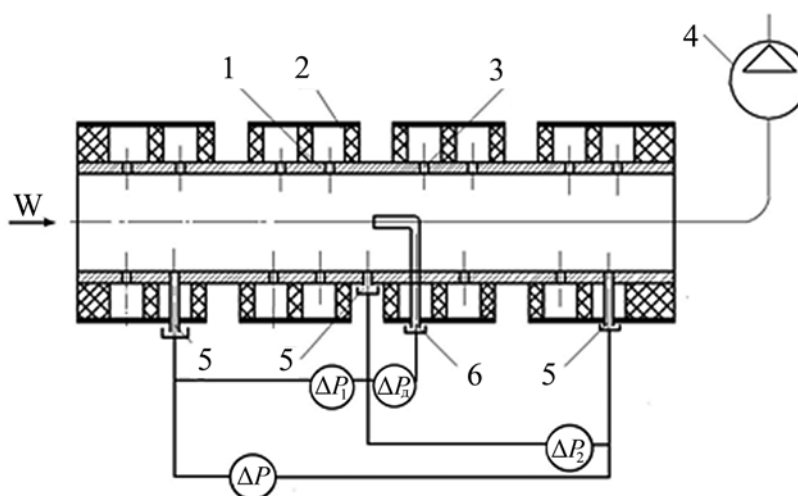


Рис. 1. Схема экспериментальной установки: 1 – перфорированная труба (рабочий участок); 2 – демпфирующая полость; 3 – перфорация; 4 – вентилятор; 5 – приемник статического давления; 6 – приемник полного давления

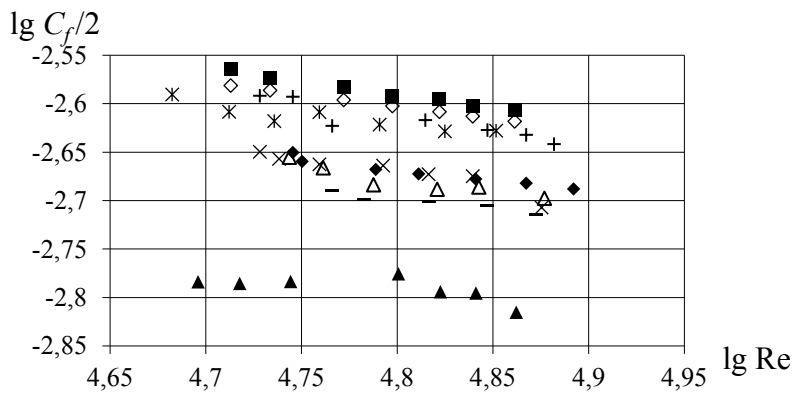


Рис. 2. Зависимость сопротивления трения от Рейнольдса, где \diamond – расчетные точки по Блазиусу; \blacksquare – тестовый эксперимент для гладкой трубы, насадки с полостями отсутствуют; $+$ – количество насадок с полостями равно 6; $*$ – 10 насадок; Δ – 12 насадок; \blacklozenge – 8 насадок; \times – 3 насадки; $-$ – 4 насадки; \blacktriangle – 14 насадок

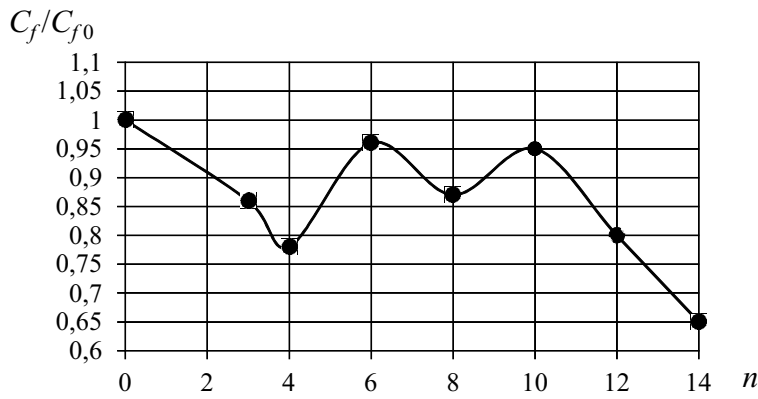


Рис. 3. Зависимость относительного сопротивления трения от количества демпфирующих полостей, n – количество насадок с полостями

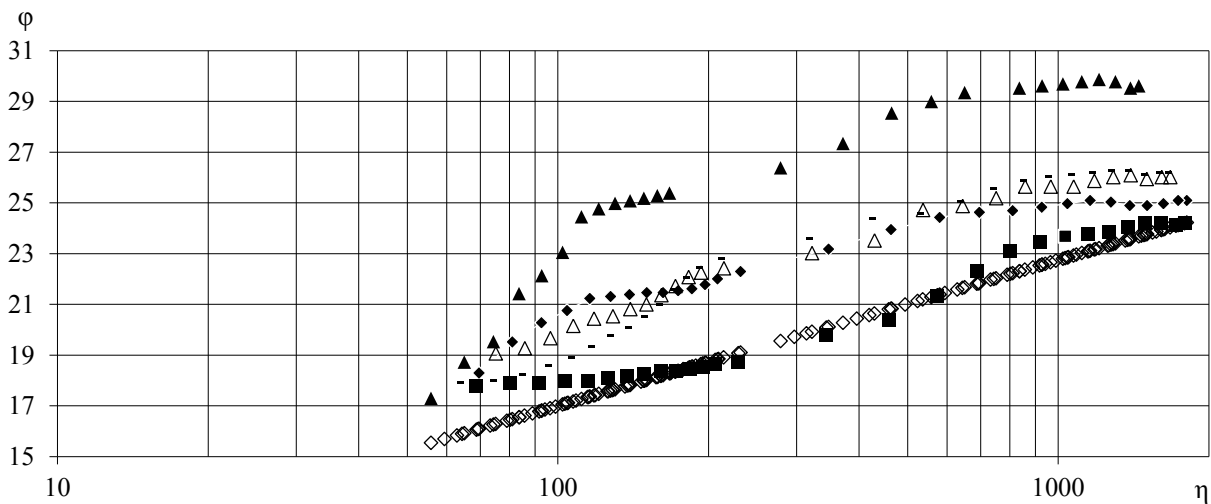


Рис. 4. Экспериментальные профили скорости в универсальных координатах (обозначения те же, что и на рис. 2)

по формуле Блазиуса. Наличие демпфирующих полостей приводит к существенному (до 35%) снижению коэффициентов сопротивления трения. Следует отметить немонотонное изменение степени снижения коэффициента трения в зависимости от количества демпфирующих полостей (см. рис. 3). Имеют место три локальных минимума. Наибольший эффект снижения сопротивления трения на 35% наблюдается при 14 насадках с 350 демпфирующими полостями. Также значительный, но менее выраженный эффект снижения сопротивления трения на 22% происходит при 4 насадках со 100 демпфирующими полостями и на 20% – при 12 насадках с 300 полостями. Наименее эффективный локальный минимум соответствует 8 насадкам и 3 насадкам с 200 и 75 полостями соответственно, когда снижение сопротивления трения составляет 15%.

Профили скорости для различных условий проведения эксперимента, построенные в универсальных координатах $\varphi-\eta$, показаны на рисунке 4.

Можно отметить, что при отсутствии демпфирующих полостей полученные профили скорости в турбулентном ядре пограничного слоя удовлетворительно согласуются с универсальным профилем.

Рисунок 4 показывает, что при наличии демпфирующих полостей имеет место систематическое отклонение экспериментальных профилей от универсального. Наибольшее отклонение имеет место при $n = 350$ полостей, при этом экспериментальные профили имеют вид, характерный для случаев ламинаризации пограничного слоя под действием умеренных продольных отрицательных градиентов давления [2]. При $n = 100$; $n = 200$ экспериментальные профили также тяготеют к ламинаризации, но эффект менее выражен.

ОБОБЩЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТОВ

Было проведено обобщение опытных данных (рис. 5) аппроксимирующей зависимостью полиномиального вида:

$$C_f/C_{f0} = P_1 + P_2 n + P_3 n^2 + P_4 n^3 + \dots + P_m n^{(m-1)}, \quad (1)$$

где $P_1, P_2, P_3 \dots P_m$ – полиномиальные коэффициенты. Для достижения наибольшего приближения предлагается использовать полином 15 порядка. Значения полиномиальных коэффициентов представлены в таблице 1.

Таблица 1

P_{15}	$5,064e^{-011}$
P_{14}	$-5,5576e^{-009}$
P_{13}	$2,7151e^{-007}$
P_{12}	$-7,7855e^{-006}$
P_{11}	$1,4542e^{-004}$
P_{10}	$-1,8563e^{-003}$
P_9	$1,6524e^{-002}$
P_8	$-1,0285e^{-001}$
P_7	$4,4240e^{-001}$
P_6	$-1,2820$
P_5	$2,4020$
P_4	$-2,7267$
P_3	$1,6585$
P_2	$-0,4262$
P_1	1

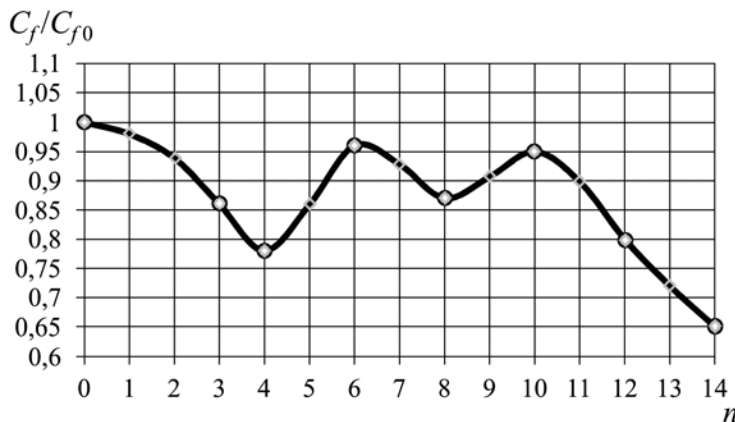


Рис. 5. Обобщение зависимости относительного сопротивления трения от количества демпфирующих полостей, n – количество насадок с полостями: линия – аппроксимирующая зависимость по формуле (1); \circ – экспериментальные точки (см. рис. 3)

Обобщающая зависимость аппроксимирует экспериментальные результаты с высокой точностью $8,307e^{-009}$.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОБТЕКАНИЯ ПОВЕРХНОСТИ С ДЕМПФИРУЮЩИМИ ПОЛОСТЯМИ ТУРБУЛЕНТНЫМ ПОТОКОМ

Осесимметричное движение турбулентного потока в трубе (как на начальном, так и на основном участках) можно описать дифференциальными уравнениями движения пограничного слоя и неразрывности:

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = \rho_{\infty} u_{\infty} \frac{du_{\infty}}{dx} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial y} \left[r (\mu + \mu_T) \frac{\partial u}{\partial r} \right]; \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho v r)}{\partial r} = 0, \quad (3)$$

где u, v – продольная (вдоль осевой координаты x) и поперечная (вдоль координаты r) составляющие скорости потока соответственно, м/с;

ρ, μ – плотность, кг/м³ и динамический коэффициент вязкости потока, Па·с;

μ_T – коэффициент турбулентного переноса количества движения, Па·с;

индекс ∞ характеризует параметры на оси трубы.

Добавим уравнение состояния:

$$\rho = \frac{p}{RT}, \quad (4)$$

где R – газовая постоянная Дж/(кг·К);

T – температура, К;

p – давление, Па.

Граничные условия:

$$\begin{aligned} x=0: & u = u_0(r), v = 0, p_{\infty} = p_0; \\ r=R: & u = 0, v = 0, p_{\infty} = p_{\infty}(x), \partial v / \partial r = 0; \\ r=0: & u = u_{\infty}(x), v = 0, p_{\infty} = p_{\infty}(x), \partial u / \partial r = 0. \end{aligned} \quad (5)$$

Пусть R_1 – радиус проточной части трубы, м; индекс $_0$ характеризует параметры на входе в трубу.

Скорость u_{∞} в каждом сечении трубы определяется соотношением:

$$u_{\infty} = u_0 \frac{1}{1 - 2\delta^*/R}, \quad (6)$$

где толщина вытеснения δ^* выражается формулой:

$$\delta^* = \int_0^R \frac{r}{R_1} \left(1 - \frac{\rho u}{\rho_{\infty} u_{\infty}} \right) dr. \quad (7)$$

При анализе изотермического течения можно принять $\rho_0 = \rho_{\infty} = \rho$.

Коэффициент турбулентного переноса количества движения μ_T в соответствии с моделью пути смешения Прандтля выразим зависимостью:

$$\mu_T = \rho l^2 \left| \frac{\partial u}{\partial r} \right|, \quad (8)$$

где длина пути смешения l может быть рассчитана по выражению:

$$l = \alpha (R_1 - r) \left\{ 1 - \exp \left[-\frac{\rho v^* (R_1 - r)}{26\mu} \right] \right\}, \quad (9)$$

где v^* – динамическая скорость в рассматриваемой точке, м/с, определяемая:

$$v^* = \sqrt{\tau/\rho}, \quad (10)$$

где τ – касательное напряжение трения:

$$\tau = -(\mu + \mu_T) \frac{\partial u}{\partial r}, \quad (11)$$

где α – коэффициент, характеризующий интенсивность турбулентного переноса количества движения.

В соответствии с классической моделью пути смешения Прандтля коэффициент α считается величиной постоянной ($\alpha = \alpha_0 = 0,4$) и называется постоянной Кармана. Однако при наличии воздействий на пристенную турбулентность, как показано в [2], этот коэффициент может значительно отличаться от стандартной величины.

На значение коэффициента α в пограничном слое перфорированной трубы с демпфирующими полостями будет оказывать влияние ускорение потока на ее начальном участке, которое можно учесть поправкой, предложенной в работе [2], а также демпфирующие полости, способствующие дополнительному гашению турбулентных пульсаций. Воспользовавшись подходом [2], установим форму связи коэффициента α с влияющими параметрами при течении потока в перфорированной трубе с демпфирующими полостями.

Касательное турбулентное напряжение трения τ_T , обусловленное турбулентными пульсациями скорости, можно определить соотношением:

$$\tau_T = -\rho \langle u'v' \rangle = -\mu_T \frac{\partial u}{\partial r}, \quad (12)$$

где $\langle u'v' \rangle$ – усредненное во времени произведение мгновенных значений продольной u' и поперечной v' пульсаций скорости (корреляция).

От выражений (8), (9), (11), (12) можно перейти к выражению

$$\alpha / \alpha_0 = \sqrt{\langle u'v' \rangle / \langle u'_0 v'_0 \rangle} \approx \sqrt{\langle u' \rangle / \langle u'_0 \rangle} \sqrt{\langle v' \rangle / \langle v'_0 \rangle}. \quad (13)$$

Здесь $\langle u' \rangle$, $\langle v' \rangle$ – среднеквадратичные значения продольной и поперечной пульсаций скорости; индекс $_0$ характеризует параметры в условиях, принятых за эталонные (течение в непроницаемой трубе без демпфирующих полостей).

На пульсации скорости, несомненно, будут оказывать влияние объем полостей и их конфигурация (распреде-

ление объемов по поверхности трубы). Ожидается, что форма связи между коэффициентом α и влияющими факторами будет в данном случае иметь вид:

$$\alpha / \alpha_0 = A_1 + A_2 \bar{V} + A_3 \bar{V}^2 + A_4 \bar{V}^3 + \dots + A_m \bar{V}^{(m-1)}, \quad (14)$$

где $A_1, A_2, A_3, \dots, A_m$ – эмпирические коэффициенты, \bar{V} – относительный объем полостей.

Выражение вида (14) применимо в случаях, когда каждая демпфирующая полость сообщается с проточной частью посредством 2 отверстий, когда максимальное расстояние между отверстиями меньше размера энерго-содержащих вихрей.

С учетом поправки [2] на влияние продольного градиента давления выражение (14) примет вид:

$$\frac{\alpha}{\alpha_0} = \frac{A_1 + A_2 \bar{V} + A_3 \bar{V}^2 + A_4 \bar{V}^3 + \dots + A_m \bar{V}^{(m-1)}}{1 + B \frac{u_\infty du_\infty / dx}{u_0 (\partial u / \partial r)_{r=R}}}. \quad (15)$$

Здесь B – эмпирический коэффициент. В качестве масштабного значения скорости u_0 принята скорость на входе в экспериментальный участок.

Численное интегрирование системы уравнений (2)–(4), (6)–(11), (15) с граничными условиями (5) осуществляется методом прогонки (см., например, [2]) с использованием неявной 6-точечной разностной схемы. В результате интегрирования отыскивается распределение скорости в сечениях перфорированной трубы с распределенными объемами, местные и средние по длине трубы значения коэффициента гидравлического сопротивления ξ .

ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ВЫВОДЫ

Исследование влияния относительного объема полостей на сопротивление трения и структуру потока выявило наличие, по крайней мере, двух локальных минимумов. Первый минимум соответствует существенному снижению коэффициентов сопротивления трения, обусловленному ламинаризацией пограничного слоя. Наибольшее снижение коэффициента трения (достигающее 35%) имеет место при 350 демпфирующих полостях, когда 14 накладок полностью закрывают поверхность трубы без каких-либо промежутков, и 2 отверстия, приходящихся на каждую демпфирующую полость. Второго локального минимума соответствует 100 демпфирующим полостям, когда 4 накладки распределены с одинаковыми промежутками, равномерно по поверхности трубы. Количество перфорационных отверстий, сообщающихся с полостями, равно 2. Разработанная модель турбулентного обмена и метод расчета позволяют адекватно учесть особенности обменных процессов при наличии демпфирующих полостей и прогнозировать сопротивление трения с помощью предварительного расчета.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дейч М.Е., Лазарев Л.Я. Исследование перехода турбулентного пограничного слоя в ламинарный //

Инженерно-физический журнал. – 1964. – Т. 7, № 4. – С. 18–24.

2. Ковальногов Н.Н. Прикладная механика жидкости и газа. – Ульяновск : Изд. УлГТУ, 2010. – 219 с.

3. Ковальногов Н.Н., Хахалева Л.В. Течение и сопротивление трения турбулентного потока в перфорированной трубе с демпфирующими полостями // Изв. вузов. Авиационная техника. – 2002. – № 3. – С. 19–22.

4. Ковальногов В.Н., Хахалев Ю.А. Математическое моделирование турбулентного потока с воздействиями на основе анализа фрактальной размерности пульсаций давления // Автоматизация процессов управления. – 2013. – № 1. – С. 47–54.

5. Влияние относительного объема демпфирующих полостей на сопротивление трения турбулентного потока / В.Н. Ковальногов, Л.В. Хахалева, Р.В. Федоров, А.В. Чукалин // Тез. докл. и сообщ. XV Минского международного форума по тепло- и массообмену (XV Minsk International Heat and Transfer Forum), Минск, 23–26 мая 2016 г. – Минск, 2016. – Т. 1. – С. 253–257.

REFERENCES

1. Deich M.E., Lazarev L.Ia. Issledovanie perekhoda turbulentnogo pogrannichnogo sloia v laminarnyi [Study of the Transition of a Turbulent Boundary Layer into a Linear One]. *Inzhenerno-fizicheskii zhurnal* [Journal of Engineering

Physics and Thermophysics], 1964, vol. 7, no. 4, pp. 18–24.

2. Kovalnogov N.N. *Prikladnaia mekhanika zhidkosti i gaza* [Applied Mechanics of Fluids and Gases]. Ulyanovsk, UISTU Publ., 2010. 219 p.

3. Kovalnogov N.N., Khakhaleva L.V. Tечenie i soprotivlenie treniia turbulentnogo potoka v perforirovannoi trube s dempfiruiushchimi polostiami [Turbulent Flow and Friction Resistance in a Perforated Tube with Damping]. *Izvestiia vuzov. Aviatsionnaia tekhnika* [News of Higher Educational Institutions. Russian Aeronautics]. 2002, no. 3, pp. 19–22.

4. Kovalnogov V.N., Khakhalev Iu.A. Matematicheskoe modelirovanie turbulentnogo potoka s vozdеistviiami na osnove analiza fraktalnoi razmernosti pulsatsii davleniia [Mathematical Modelling of Turbulent Flow Based on Analysis of Fractal Dimension of Pressure Fluctuations]. *Avtomatizatsiia protsessov upravleniia* [Automation of Control Processes], 2013, no. 1 (31), pp. 47–54.

5. Kovalnogov V.N., Khakhaleva L.V., Fedorov R.V., Chukalin A.V. Vliianie otnositelnogo obema dempfiruiushchikh polostei na soprotivlenie treniia turbulentnogo potoka [Influence of Damp Cavity Volume Fraction on the Friction Resistance of Turbulent Flow]. *Tez. dokl. i soobshch. XV Minskogo mezhdunarodnogo foruma po teplo- i massoobmenu (XV Minsk International Heat and Transfer Forum)*, Minsk, 23–26 May, 2016 [Proc. of the 15th Minsk International Heat and Transfer Forum. 23–26 May, 2016]. Minsk, 2016, vol. 1, pp. 253–257.