

УДК 532.542

НЕСТАЦИОНАРНЫЕ ТРЕНИЕ И ТЕПЛООБМЕН В НАЧАЛЬНОМ УЧАСТКЕ ТРУБОПРОВОДА ПРИ СБРОСЕ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ

К.Х. Гильфанов, Н.Д. Якимов, Н.Ю. Минвалеев, Е.Г. Шешуков, Н.В. Богданова

Казанский государственный энергетический университет, г. Казань, Россия

Резюме: Представлены результаты численного и экспериментального исследования пристенного трения и теплоотдачи в коротком цилиндрическом канале. Определены гидродинамические и тепловые характеристики нестационарного высокотемпературного газового потока. Результаты обобщены в рамках теории пограничного слоя.

Ключевые слова: цилиндрический короткий канал, начальный участок, высокотемпературный газ, нестационарность, коэффициент трения, коэффициент теплоотдачи, обобщение.

DOI: 10.30724/1998-9903-2018-20-5-6-22-28

UNSTEADY FRICTION AND HEAT TRANSFER IN THE INITIAL PIPELINE SECTION AT THE RESET OF THERMAL LOAD

K.H. Gilfanov, N.D. Yakimov, N.Y. Minvaleev, E.G. Sheshukov, N.W. Bogdanova

Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia

Abstract: The results of numerical and experimental study of wall friction and heat transfer in a short cylindrical channel are presented. Hydrodynamic and thermal characteristics of non-stationary high-temperature gas flow are determined. The results are summarized in the framework of boundary layer theory.

Keywords: cylindrical short channel, initial section, high-temperature gas, nonstationarity, coefficient of friction, coefficient of heat transfer, synthesis.

Введение

Эффективность и ресурс использования энергетического оборудования во многом обусловлены интенсивностью протекающих в них гидромеханических и тепломассообменных процессов. Распространенным способом управления интенсивностью является создание нестационарных гидродинамических и тепловых условий. Нестационарные режимы также реализуются в тепловых двигателях, в проточных частях насосов и компрессоров, пневмо- и гидроприводах исполнительных устройств систем управления. Нестационарные процессы относятся к сложным физическим явлениям, при которых возникают неустановившиеся течения жидкостей или газов с изменением гидродинамических и тепловых величин не только во времени, но и по пространству, занятому потоком [1–3]. Такие режимы характеризуются возникновением и затуханием вихревых течений и переменной турбулентностью [4–6].

Для инженерных расчетов важным является знание динамических характеристик параметров течения и теплообмена, что позволяет оптимальным образом синтезировать комплекс технических решений.

Данная работа посвящена численному и экспериментальному исследованию вынужденного конвективного теплообмена в цилиндрических каналах, моделирующих проточные части энергетических установок в условиях сброса тепловой нагрузки по потоку при постоянном массовом расходе газа. При выключении энергетической установки температура теплоносителя падает, температура стенки постепенно уменьшается. Этот временной интервал часто называют сбросом тепловой нагрузки, которая соответствует IV участку на рис. 1.

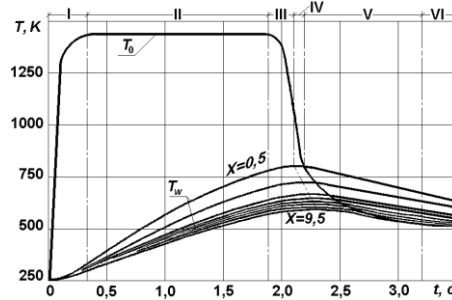


Рис. 1. Тренды температуры потока (T_0) и обтекаемой поверхности (T_w) от времени и продольной координаты

Теоретическая часть

В основу математической модели положена теория пограничного слоя [7]. Система интегральных уравнений

неразрывности:
$$4HRe^{**} = Re_{01}(W_0 - 1) - \frac{4r_0^2}{\mu_0} \frac{\rho_0}{T_0} \frac{\partial T_0}{\partial t} X, \quad (1)$$

движения:

$$\frac{\partial Re^{**}}{\partial X} + \frac{Re^{**}}{W_0} (1 + H) \frac{\partial W}{\partial X} = \frac{2r_0}{\omega_0 \mu_0} \left(\frac{C_f}{2} \rho_0 \omega_0^2 + P - \frac{\partial}{\partial t} \frac{\rho_0 \omega_0 \delta^*}{\phi_h} + \frac{1 - \phi_h}{\phi_h} \frac{\rho_0 \omega_0 \delta^*}{\omega_0} \frac{\partial \omega_0}{\partial t} \right), \quad (2)$$

и энергии:

$$\frac{\partial Re_h^{**}(h_0 - h_w)}{\partial X} - \frac{\partial}{\partial X} \left[h_0^* \frac{\rho_0 \omega_0}{\mu_0} \frac{r_0}{2} \left(1 - 2 \frac{\delta^*}{r_0} \right) \right] = \frac{q_w 2r_0}{\mu_0} + \frac{r_0^2}{2\mu_0} \frac{\partial}{\partial t} (\rho_0 h_0^* - P) \quad (3)$$

с учетом допущения о подобии полей скоростей и энтальпий замыкаются соотношениями для коэффициентов трения и теплоотдачи в рамках двухслойной модели пограничного слоя [8]:

$$\frac{c_f}{2} = \left\{ \frac{\int_{\omega_1}^1 \sqrt{\frac{\rho}{\rho_0}} d\omega}{\int_{\xi_1}^1 \sqrt{\frac{\tau}{\tau_0}}} \right\}, \quad St = \sqrt{\frac{c_f}{2}} \frac{\int_{\theta_1}^1 \sqrt{\frac{\rho}{\rho_0}} d\theta}{\int_{\xi_{h1}}^1 \frac{\bar{q}}{\bar{q}_0} \sqrt{\frac{\tau}{\tau_0}} \frac{d\xi_h}{X \xi_h}}. \quad (4)$$

Структуры формул коэффициентов трения и числа Стантона подобны, что дает основание для записи их в одну строку.

Численное интегрирование системы уравнений по продольной координате при граничных условиях первого рода позволяет определить распределение кинематических, тепловых и интегральных характеристик, коэффициентов обмена по длине канала. Уравнения движения и энергии содержат члены, учитывающие изменение полного давления и энтальпии торможения по длине канала, поэтому математическая модель справедлива для начальных и стабилизированных участков течения. В рамках теории пограничного слоя для оценки эффектов нестационарности удобно пользоваться величинами, называемыми, соответственно, параметрами гидродинамической и тепловой нестационарности:

$$z = -\frac{2}{c_f} \frac{\delta}{\omega_0^2} \frac{\partial \omega_0}{\partial t}, \quad z_h = \frac{\delta_h}{St \Phi_h \omega_0 (h_0^* - h_w)} \frac{\partial (h_0^* - h_w)}{\partial t}. \quad (5)$$

$$\Psi_{c_f} = \Psi_h \cdot \Psi_z, \quad \Psi_{St} = \Psi_h \cdot \Psi_{z_k}. \quad (6)$$

Влияние различных факторов на коэффициенты обмена учитываются с помощью теории относительного соответствия пограничного слоя. Предполагая, что результаты воздействий взаимно не связаны, относительный коэффициент теплоотдачи представляет собой произведение показателей – относительных значений, определяющих влияние отдельных воздействий

Показатели, входящие в (6), находятся по выражениям (4) и (5) численным методом, как, например, для относительного коэффициента влияния гидродинамической нестационарности трения, соответственно, коэффициента тепловой нестационарности теплообмена:

$$\Psi_z = \left(\frac{c_f}{c_{f0}} \right)_{Re^{**}=\text{const}}, \quad \Psi_{z_k} = \left(\frac{St}{St_0} \right)_{Re_k^{**}=\text{const}}. \quad (7)$$

Коэффициенты трения $c_{f0}/2$ и теплообмена St_0 рассчитываются для стационарных условий.

Экспериментальная часть

Эксперименты выполнены на опытной установке, представляющей собой аэродинамическую трубу разомкнутого типа с плазменным подогревом рабочего тела [9]. Основными частями опытной установки являются плазмотрон, форкамера и опытный участок с системами электропитания, диагностики и газоснабжения. Нестационарные условия (наброс, постоянство и сброс тепловой нагрузки) реализуются при включении и выключении плазмотрона. Диагностическая аппаратура включает малоинерционные датчики температуры и давления, препарированные на наружной поверхности опытного участка с продольными координатами $X = x/D = 0,5; 1,5; 2,5; 3,5; 4,5; 5,5; 7,5; 9,5$ датчики температуры и давления газа типа ДМИ-0,1 П, а также измерительно-вычислительный комплекс (далее ИВК) на базе персонального компьютера и устройства ввода-вывода (далее УВВ) фирмы *National Instruments* с программным пакетом *LabView*. Дискретность отсчета измеряемых параметров 10 мс. Опытный участок представляет собой тонкостенный (0,1 мм) цилиндрический канал диаметром 45 мм и длиной 10 калибров из нержавеющей стали, моделирующий проточные части энергетической установки. Пристенное трение определено методом «трубки-выступа». Эксперименты проведены при числах Рейнольдса $15000 \div 55000$, температуре теплоносителя $300 \div 1500$ К, скорости понижения температуры газа до -4000 К/с, стенки до -200 К/с. Погрешность определения теплофизических параметров не превышает 7,5%, а гидродинамических параметров 6,5%.

Методика обработки экспериментальных результатов

Для измерения касательных напряжений на опытном участке в сечениях с продольными координатами $X = 2,5; 5,5; 9,5$ установлены модули измерения трения. Трение в опытном канале измеряется методом «трубки-выступа» [9]. Сущность измерения трения заключается в определении разности статических давлений на стенке и на некотором расстоянии от нее. Касательные напряжения рассчитываются по эмпирической формуле [9]. Тепловые потоки вычисляются по методу тонкой стенки ввиду малости критерия $Bi \ll 1$ (Числа Био), согласно энергетическому балансу элементарной площадки стенки. Параметры пограничного слоя и «стандартные» значения коэффициента трения и числа Стантона St_0 вычисляются согласно [7; 8] для стационарного изотермического обтекания гладкой пластины по формуле Шиллера Л.

Обсуждение результатов

Тепловая переменность параметров, например, плотности, при постоянном массовом расходе вызывает возникновение гидродинамической нестационарности. Таким образом, в

рассматриваемых условиях одновременно действуют факторы и тепловой неравномерности (неизотермичность), и гидродинамической и тепловой нестационарности. Отметим, что в рамках принятой математической модели тепловая нестационарность не влияет на трение, в то же время гидродинамическая нестационарность, деформируя профиль энтальпий, приводит к незначительному (в пределах 3–5%) изменению коэффициента теплоотдачи.

Численный анализ показывает (рис. 2), что сброс температуры по потоку газа приводит к менее заполненному профилю осредненной скорости, затуханию вихревых явлений [10], и соответственно, к уменьшению коэффициента трения относительно стационарного значения (рис. 3). Деформация профиля скорости объясняется перестройкой во времени структуры пограничного слоя в нестационарных условиях. Каждому моменту времени должны соответствовать свои профили касательных напряжений, скорости и т.д.

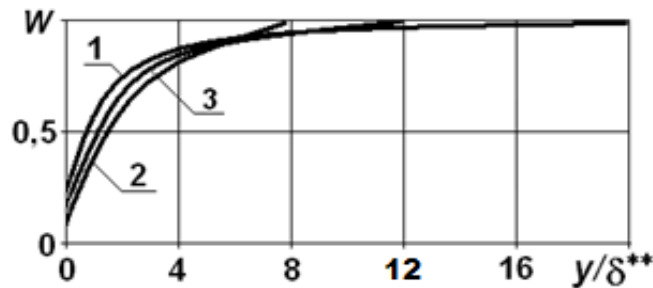


Рис. 2. Деформация профиля скорости под воздействием гидродинамической нестационарности для изотермических потоков:
 $Re_{01}=44000$; $Re^{**}=300$; 1 – $Z=-10$; 2 – $Z=0$; 3 – $Z=10$

На рис. 3 показано влияние гидродинамической нестационарности на относительный коэффициент трения для различных чисел Рейнольдса. В рассматриваемых условиях параметр гидродинамической нестационарности невелик и $z < 1,1$, теоретически его влияние не превышает 9% в сторону понижения коэффициента трения.

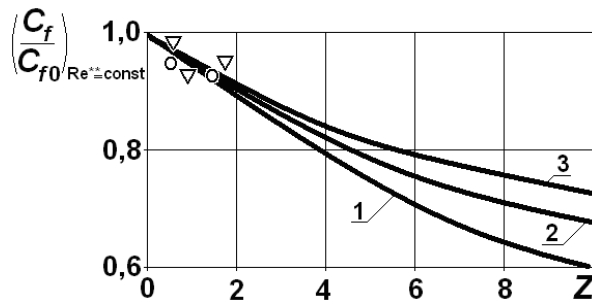


Рис. 3. Влияние гидродинамической нестационарности на относительный коэффициент трения для различных чисел Рейнольдса (линии – расчет по (7), точки – эксперимент):
 1 – $Re^{**}=250$; 2 – $Re^{**}=500$; 3 – $Re^{**}=2000$

Изменение коэффициента теплообмена в функции характерного теплового числа Рейнольдса показано на рис. 4. Интенсивность теплоотдачи в первоначальные моменты ниже стационарных значений, опытные точки с течением времени снизу стремятся к

«стандартной» (стационарной) зависимости. Ввод в закон теплоотдачи функций, $\Psi_h \Psi_{z_k}$ позволяет обобщение результатов в виде $\Psi_{z_k} = \left(\frac{St}{St_0} \right)_{Re_h^{**} = \text{const}} = f(Re_h^{**})$, которое показано на рис. 5.

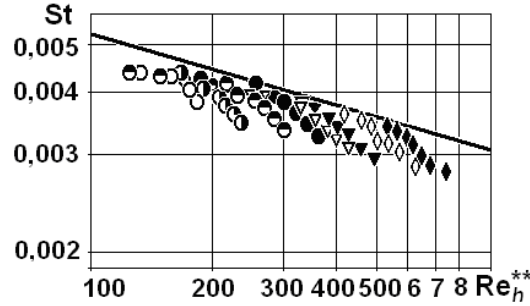


Рис. 4. Теплообмен при сбросе тепловой нагрузки.

Линия – расчет $St_0 = \frac{0,0128}{Pr^{0,75} Re_h^{**0,25}}$; точки – эксперимент для продольных координат:

○ - $X = 0,5$; ● - $X = 1,5$; ◐ - $X = 2,5$; ◑ - $X = 3,5$;
 ▽ - $X = 4,5$; ▿ - $X = 5,5$; ◇ - $X = 7,5$; ◆ - $X = 9,5$

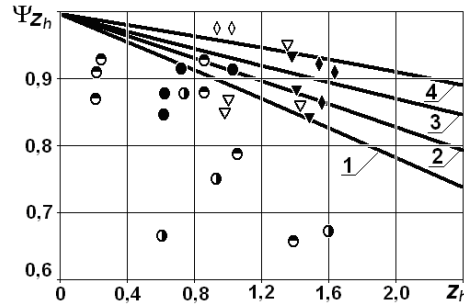


Рис. 5. Влияние тепловой нестационарности на относительный коэффициент теплообмена для различных тепловых чисел Рейнольдса (линии – расчет по (7), точки – эксперимент):

1 – $Re_h^{**} = 150$; 2 – $Re_h^{**} = 200$; 3 – $Re_h^{**} = 700$; 4 – $Re_h^{**} = 1000$

Закключение

Таким образом, законы трения и теплообмена при сбросе тепловой нагрузки в условиях эксперимента и числах Рейнольдса $15000 < Re_{01} < 55000$ можно представить в виде:

$$\frac{\tilde{N}_f}{2} = \frac{0,0128}{Re^{**0,25}} \Psi_k \Psi_z;$$

$$St = \frac{0,0128}{Pr^{0,75} Re^{**0,25}} \Psi_h \Psi_{z_k}.$$

Обозначения: $X = x/2r_0$ – безразмерная продольная координата; r_0 – радиус канала, м; H – формпараметр; μ – вязкость, Па·с; ρ – плотность, кг/м³; w_0 – скорость основного потока; $W = w/w_{01}$ – относительная скорость; Re_{01} – число Рейнольдса по параметрам входа канала; Re^{**} – характерное число Рейнольдса по толщине потери импульса; Re_h^{**} – характерное число Рейнольдса по толщине потери энергии; P – давление, Н/м²; h – энтальпия, Дж/кг; t – время, с; $C_f/2 = \tau_w/\rho_0 w_0^2$ – безразмерный коэффициент трения; τ_w – пристенное касательное напряжение, Н/м²; $St = q_w/[\rho_0 w_0 (h_0^* - h_w)]$ – число Стантона; Pr – число Прандтля; δ –

толщина пограничного слоя; $\Phi_h = h_w/h_0$ – энтальпийный фактор; q_w – плотность теплового потока, Вт/м²; Ψ_h – функция учета температурной неравномерности; Ψ_z – функция учета гидродинамической нестационарности; Ψ_{z_k} – функция учета тепловой нестационарности в законе теплоотдачи (относительный коэффициент теплоотдачи); индексы: ₀ – параметры основного (внешнего по отношению пограничного слоя) потока; _w – параметры на стенке; _h – тепловой параметр; * – параметр торможения; ₀₁ – параметры на входе в канал.

Литература

1. Yu Rao, Feng Bo Li, Bernhard Weigand. Experimental and Numerical Study of Heat Transfer and Flow Friction in Channels With Dimples of Different Shapes. *J. Heat Transfer*. 2015. Vol. 137. Pp. 031901–10.
2. Isaev S.A., Schelchikov A.V., Leontiev A.I., Gortyshov Yu.F., Baranov P.A., Popov I.A. Vortex heat transfer enhancement in the narrow plane-parallel channel with the oval-trench dimple of fixed depth and spot area. *Int. J. Heat and Mass Transfer*. 2017. Vol. 95. Pp. 40–62.
3. Попов Д.Н. Нестационарные гидромеханические процессы. М.: Машиностроение, 1982. 240 с.
4. Ranaware A.G. Bhosale S.Y. A Study of Heat Transfer Enhancement using V Shaped Dimples on a Flat Plate with Experimentation & CFD. *Global Research and Development Journal for Engineering*. 2016. Vol. 1. Pp. 104–110.
5. Попов И.А., Гортышов Ю.Ф., Олимпиев В.В. Промышленное применение интенсификации теплообмена – современное состояние проблемы (обзор) // Теплоэнергетика. 2012. № 1. С. 3–17.
6. Popov I.A., Shchelchikov A.V., Zubkov N.N., Lei R.A., Gortyshov Y.F. Boiling heat transfer of different liquids on microstructured surfaces. *Russian Aeronautics*. 2014. Vol. 57. No. 4. Pp. 395–401.
7. Кутателадзе С.С., Леонтьев А.И. Тепломассообмен и трение в турбулентном пограничном слое. М.: Энергия, 1972, 344 с.
8. Фафурин А.В. Законы трения и теплоотдачи в турбулентном пограничном слое // Тепло-массообмен в двигателях летательных аппаратов. Казань, 1979. С. 62–69. (Сб. науч. тр./КАИ).
9. Гильфанов К.Х., Подымов В.Н., Минвалеев Н.Ю., Сибгатуллин И.Ф., Гайнуллин Р.Н. Амплитудно-фазовые частотные характеристики гидродинамических и тепловых параметров в коротком цилиндрическом канале // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2014. № 11–12. С. 81–88.
10. Молочников В.М., Мазо А.Б., Малюков А.В., Калинин Е.И., Михеев Н.И., Душина О.А., Паерелий А.А. Особенности формирования вихревых структур в отрывном течении за выступом в канале при переходе к турбулентности // Теплофизика и аэромеханика. 2014. № 3. С. 325–334.

Авторы публикации

Гильфанов Камиль Хабибович – д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Автоматизация технологических процессов и производств» (АТПП) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).

Якимов Николай Дмитриевич – д-р физ.-мат. наук, профессор кафедры «Теоретические основы теплотехники» (ТОТ) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).

Минвалеев Наиль Юнусович – аспирант Казанского государственного энергетического университета.

Шешуков Евгений Геннадьевич – д-р физ.-мат. наук, профессор кафедры «Энергетическое машиностроение» (ЭМ) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).

Богданова Наталия Владимировна – канд. техн. наук, доцент кафедры «Автоматизация технологических процессов и производств» (АТПП) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).

References

1. Yu Rao, Feng Bo Li, Bernhard Weigand. Experimental and Numerical Study of Heat Transfer and Flow Friction in Channels With Dimples of Different Shapes. *J. Heat Transfer*. 2015. Vol. 137. Pp. 031901–10.
2. Isaev S.A., Schelchikov A.V., Leontiev A.I., Gortyshov Yu.F., Baranov P.A., Popov I.A. Vortex heat transfer enhancement in the narrow plane-parallel channel with the oval-trench dimple of fixed depth and spot area. *Int. J. Heat and Mass Transfer*. 2017. Vol. 95. Pp. 40–62.
3. Popov D.N. Nestatsionarnye gidromekhanicheskie protsessy. M.: Mashinostroenie, 1982. 240 p.
4. Ranaware A.G. Bhosale S.Y. A Study of Heat Transfer Enhancement using V Shaped Dimples on a Flat Plate with Experimentation & CFD. *Global Research and Development Journal for Engineering*. 2016. Vol. 1. Pp. 104–110.
5. Popov I.A., Gortyshov Yu.F., Olimpiev V.V. Promyshlennoe primeneniye intensivatsii teploobmena – sovremennoe sostoyaniye problemy (obzor) // *Teploenergetika*. 2012. No. 1. P. 3–17.
6. Popov I.A., Shchelchikov A.V., Zubkov N.N., Lei R.A., Gortyshov Y.F. Boiling heat transfer of different liquids on microstructured surfaces. *Russian Aeronautics*. 2014. Vol. 57. No. 4. Pp. 395–401.
7. Kutateladze S.S., Leont'ev A.I. *Teplomassoobmen i trenie v turbulentnom pograničnom sloe*. M.: Energiya, 1972, 344 p.
8. Fafurin A.V. Zakony treniya i teplootdachi v turbulentnom pograničnom sloe // *Teplo-massoobmen v dvigatelyakh letatel'nykh apparatov*. Kazan', 1979. P. 62–69. (Sb. nauch. tr./KAI).
9. Gil'fanov K.KH., Podymov V.N., Minvaleev N.YU., Sibgatullin I.F., Gaynullin R.N. Amplitudno-fazovye chastotnye kharakteristiki gidrodinamicheskikh i teplovykh parametrov v korotkom tsilindricheskom kanale // *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Problemy energetiki*, 2014. No. 11–12. P. 81–88.
10. Molochnikov V.M., Mazo A.B., Malyukov A.V., Kalinin E.I., Mikheev N.I., Dushina O.A., Paereliy A.A. Osobennosti formirovaniya vikhrevykh struktur v otryvnom techenii za vystupom v kanale pri perekhode k turbulentnosti // *Teplofizika i aeromekhanika*. 2014. No. 3. P. 325–334.

Authors of the publication

Kamil H. Gilfanov – Doctor of Technical Sciences, professor, Department “Automation of technological processes and productions”, Kazan state Power engineering university.

Nikolay D. Yakimov – Doctor of Physical and Mathematical Sciences, professor, Department “Theoretical basis of heat engineering”, Kazan state Power engineering university.

Nail Y. Minvaleev – graduate student, Kazan state Power engineering university.

Evgeniy G. Sheshukov – Doctor of Physical and Mathematical Sciences, professor, Department “Power machine building”, Kazan state Power engineering university.

Nataliya W. Bogdanova – cand. sci. (techn.), assistant professor Department “Automation of technological processes and productions”, Kazan state Power engineering university.

Поступила в редакцию

13 марта 2018 г.