

Д.И. ЗАРИПОВ,

д-р физ.-мат. наук

(Институт теплофизики

им. С.С. Кутателадзе

СО РАН, Новосибирск;

Институт энергетики

и перспективных технологий

ФИЦ КазНЦ РАН, Казань;

КФУ, Казань),

В.А. ИВАЩЕНКО

(Институт теплофизики

им. С.С. Кутателадзе

СО РАН, Новосибирск),

С.А. ПАНТЕЛЕЕВ,**А.А. ЛУКЬЯНОВ,****Р.И. МУЛЛЯДЖАНОВ,**

д-р физ.-мат. наук

(Институт теплофизики

им. С.С. Кутателадзе

СО РАН, Новосибирск;

НГУ, Новосибирск)

zaripov.d.i@gmail.com

Прямое численное моделирование ламинаризации турбулентного течения в цилиндрической трубе при $Re = 5000$

Проводится прямое численное моделирование процесса ламинаризации развитого турбулентного течения в цилиндрической трубе. Рассматривается несколько конфигураций модельных устройств-ламинаризаторов. На примере одного из устройств продемонстрирована возможность формирования ламинарного течения вниз по потоку от этого устройства. Показано, что данное течение отличается от течения Пуазейля, характеризующегося параболическим профилем скорости, и имеет нулевые значения скорости диссипации и генерации кинетической энергии турбулентности, при этом полное подавление пульсаций скорости в занимаемом устройством объеме оказалось необязательным условием.

Течение в трубе, турбулентное течение, ламинаризация, прямое численное моделирование

Существует множество методов снижения сопротивления трения при движении жидкостей или газов, используемых в мировой практике в авиа-, судо- и ракетостроении, при добыче и транспортировке нефти и нефтепродуктов [1–5]. Одним из распространенных методов, используемых, например, в авиастроении, является использование силового электродинамического воздействия [6, 7] с целью подавления неустойчивости и затягивания ламинарно-турбулентного перехода. Другой метод – использование пристенного тангенциального или нормального вдува/отсоса [8]. Обзор наиболее перспективных методов снижения сопротивления трения представлен в работах [9, 10]. Большинство методов основано на частичной ламинаризации той или иной области турбулентного пограничного слоя посредством разрушения или предотвращения генерации энергонесущих когерентных вихревых структур, а их эффективность в газовых средах часто не превышает 20 %. Однако при помощи активных методов управления удалось полностью ламинаризовать развитое турбулентное течение в трубе и тем самым снизить коэффициент гидравлического сопротивления в диапазоне чисел Рейнольдса 3100...100000 [11]. В работе [11] удалось сформировать ламинарный (параболический) профиль средней скорости посредством вводимых в поток возмущений, локально изменив профиль средней скорости со степенного на плоский (ударный) и увеличив энергию возмущающего воздействия в сравнении с кинетической энергией турбулентности в 2,5 раза.

В настоящей работе продолжены начатые в работе [11] исследования. В работе [11] были рассмотрены только активные способы воздействия на поток, что ограничивает их применение в промышленных масштабах. В рамках настоящих исследований на примере развитого турбулентного течения рассмотрен пассивный метод ламинаризации потока с помощью модельного устройства, перспективность использования которого продемонстрирована в работе [12]. По сути, принцип его работы схож с принципом работы выравнивающих устройств, применяемых при проектировании аэродинамических труб. Однако принципиальной особенностью данного устройства является создание плоского (ударного) профиля средней скорости на его выходе, что согласно работе [11] является необходимым условием ламинаризации турбулентного течения. Уникальность этого устройства заключается в простоте его изготовления и эксплуатации.

Известно, что при установившемся турбулентном режиме течения жидкости в цилиндрической трубе члены вязкой диффузии, турбулентного переноса и корреляции скорости и давления в уравнении переноса кинетической энергии турбулентности только перераспределяют кинетическую энергию турбулентности между различными слоями жидкости [13, 14]. При этом интеграл этих величин по сечению трубы равен нулю, а интегралы скорости диссипации и генерации кинетической энергии турбулентности имеют одинаковую величину, но противоположные знаки. В настоящей работе полагается, что одним из важнейших механизмов полной или частичной ламинаризации является доминирование процессов диссипации кинетической энергии турбулентности по отношению к ее генерации, в отличие от подхода, предполагающего важность интенсивности вносимого в поток возмущения [11]. Данная гипотеза будет проверена с помощью анализа

членов уравнения переноса кинетической энергии турбулентности. Для этого планируется проведение прямого численного моделирования развитого турбулентного течения жидкости в цилиндрической трубе со встроенным модельным устройством-ламинаризатором при числе Рейнольдса $Re = 2U_b R / \nu = 5000$, где U_b – среднерасходная скорость; R – радиус трубы; ν – коэффициент кинематической вязкости.

Все расчеты были выполнены с использованием открытого вычислительного кода Nek 5000, ранее уже апробированного при решении ряда задач в работе [15], в которой также приведены используемые в пакете алгоритмы и подходы. Прямое численное моделирование турбулентного течения при $Re = 5000$ даже в самых простых конфигурациях требует больших вычислительных ресурсов. В рамках настоящей работы ситуация усложняется: во-первых, для демонстрации возможности устойчивого ламинарного течения на больших расстояниях требуется проведение расчета в довольно длинном канале (согласно работе [12] до $L/R = 300$, где L – длина канала); во-вторых, использование системы сот серьезно усложняет построение вычислительной сетки. Например, с помощью рассмотренных сеточных генераторов (SnappyHexMesh, ANSYS Meshing, Cubit) данная задача не была решена. В связи с этим было принято два решения, позволяющих осуществить расчеты и существенно их ускорить. Вычисления были ограничены ближней областью течения за рассматриваемыми устройствами-ламинаризаторами. Рассматривалась цилиндрическая область с безразмерным радиусом $R = 1$ и длиной $18R$ (рис. 1). На боковых стенках ($r/R = 1$) задавалось условие прилипания, на выходной границе ($x/R = 18$) – свободные граничные условия, а на входной ($x = 0$) – условия развитого турбулентного течения, предварительно найденные во вспомогательном расчете аналогичного течения в канале длиной $3R$ с периодическими граничными условиями (см. рис. 1). Кроме того, устройство-ламинаризатор моделировалось локальным изменением вязкости в объеме, занимаемом тем или иным устройством. Например, в случае устройства HC1/15 динамическая вязкость в области $4 < x/R < 6$ составляла $15/Re$, а во всей остальной области $1/Re$. С точки зрения теории подобия увеличение вязкости в объеме модельного устройства соответствует пропорциональному снижению гидравлического диаметра трубы. Таким образом, множитель 15 моделирует отношение диаметра трубы к гидравлическому диаметру единичной соты, меньшему в 15 раз. Вероятным недостатком такого способа моделирования устройства является отсутствие в этом случае ограничений в пульсациях скорости в радиальном направлении, как при наличии стенок сот в реальных экспериментах, что, в свою очередь, ограничивает процесс обмена массой, энергией и импульсом между слоями жидкости. Тем не менее даже в этом случае расчет одной конфигурации осуществлялся в течение продолжительного промежутка времени с учетом всех подготовительных работ, включающих построение расчетных сеток, анализ сеточной сходимости, разработку множества программ, предназначенных для сбора и обработки промежуточных результатов (например, для подсеточной интерполяции данных), и сборку финальных результатов.

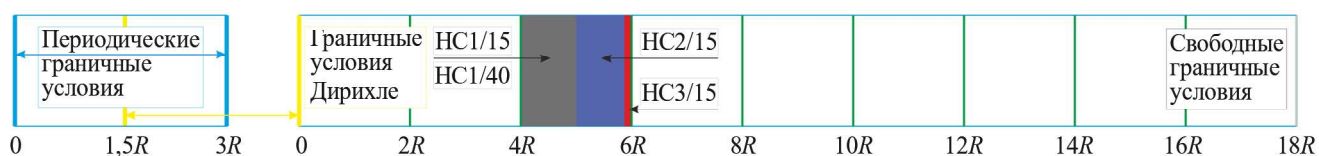


Рис. 1. Схема расчетных областей при прямом численном моделировании

Во всех рассматриваемых случаях общее количество спектральных элементов – 147066, что соответствовало 31766256 узлам расчетной сетки. Безразмерный шаг по времени составлял 0,005. Статистика собиралась за 1000 безразмерных единиц времени после установления статистически стационарного режима течения. Дополнительно была проведена сеточная сходимость. Сравнение средних по периметру трубы значений динамической скорости для двух расчетных сеток с 16,2 млн (грубая сетка) и 31,7 млн (финальная сетка) узлов показало отклонение между ними не более 5 %. При этом сетка для финального расчета превышала грубую сетку по количеству узлов практически вдвое. Также по максимальному значению модуля скорости диссипации кинетической энергии турбулентности была проведена оценка отношения «наименьшего» размера вихрей (колмогоровского масштаба) к локальному шагу сетки Δ . Минимальный шаг сетки в безразмерных величинах оказался сопоставим с колмогоровским масштабом $\Delta_{\min} \approx \eta_K \approx 0,0025$, а максимальный шаг сетки превышал его всего втрое ($\Delta_{\max} \approx 3\eta_K$), что является

хорошим показателем качества вычислительной сетки. Также в Nek 5000 использовалась схема шестого порядка точности по пространству. В качестве примера мгновенного поля течения, рассчитанного для трубы со встроенным в него модельным устройством HC1/15, на рис. 2 представлена изоповерхность продольной скорости $u/U_b = 1,1$. Течение слева направо.

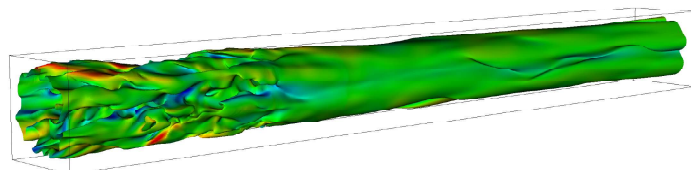


Рис. 2. Визуализация мгновенного поля течения в рабочем участке с устройством HC1/15

Рассматривались четыре модельных устройства-ламинаризаторов – HC1/15, HC2/15, HC3/15, HC1/40. Устройства HC1/15, HC2/15, HC3/15 отличались длинами ($2R$, $2R/3$, $2R/15$ (см. рис. 1)), HC1/40 был аналогичен HC1/15, но с большей динамической вязкостью, равной $40/Re$ в области $4 < x/R < 6$. При моделировании координата выходного сечения всех устройств оставалась неизменной ($x/R = 6$), а входного менялась в зависимости от длины устройства (см. рис. 1). Во всех рассматриваемых случаях были получены профили трех компонент вектора средней скорости, девяти компонент тензора напряжений Рейнольдса, статического давления и всех членов уравнения переноса кинетической энергии турбулентности, включая скорость диссипации и генерации кинетической энергии турбулентности, в радиальном направлении вдоль всего канала с шагом R , а также распределение касательного напряжения на стенке. Члены уравнения переноса кинетической энергии турбулентности были рассчитаны согласно работе [16]. Все величины, представленные на рис. 3–6, даны в безразмерном виде с использованием U_b , R , ν .

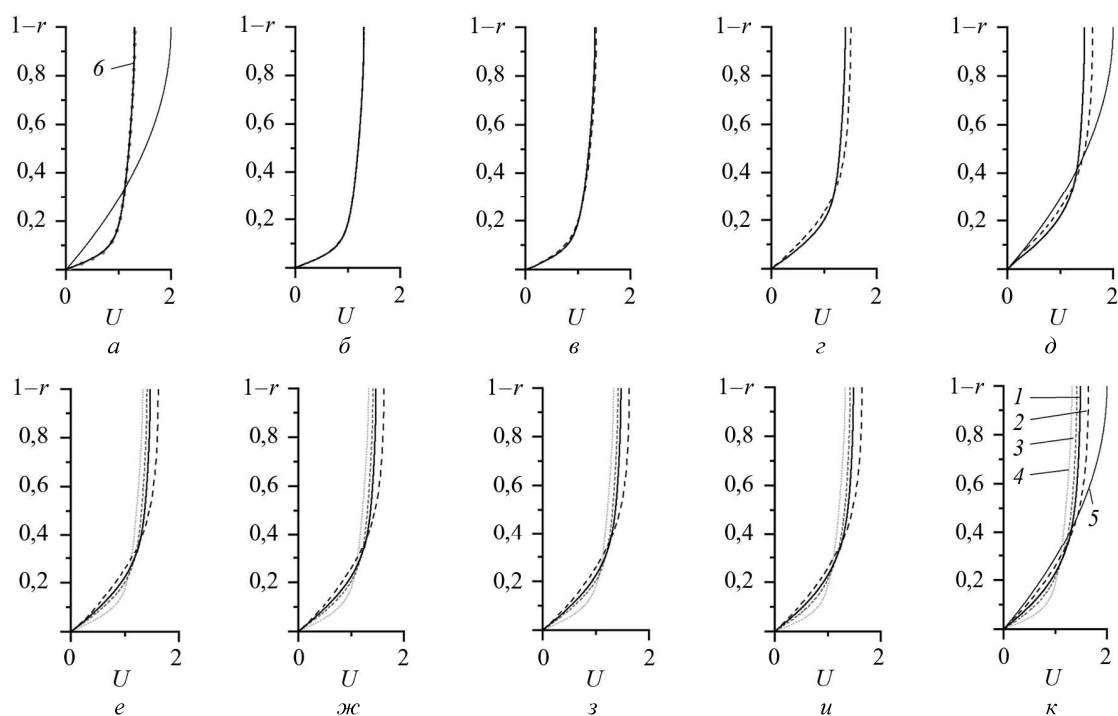


Рис. 3. Профили продольной составляющей вектора средней скорости U на различных расстояниях от входа в рабочий участок: $a - x = 0$; $b - x = 3$; $в - x = 4$; $г - x = 5$; $д - x = 6$; $e - x = 7$; $жс - x = 8$; $з - x = 9$; $и - x = 16$; $к - x = 17$ (1 – HC1/15; 2 – HC1/40; 3 – HC2/15; 4 – HC3/15; 5 – парабола; 6 – данные [16])

На рис. 3, 4, а представлены результаты верификации расчетных данных. Профили средней скорости, скорости диссипации и генерации кинетической энергии турбулентности на входной границе ($x = 0$) рабочего участка хорошо согласуются с аналогичными данными [16], полученными для развитого турбулентного течения в цилиндрической трубе при $Re = 5300$. Такие же результаты получены для предвключенного участка с периодическими граничными условиями, так как граничное условие при $x = 0$ рабочего участка соответствует результатам расчета в периодической трубе при $x = 1,5$ (см. рис. 1).

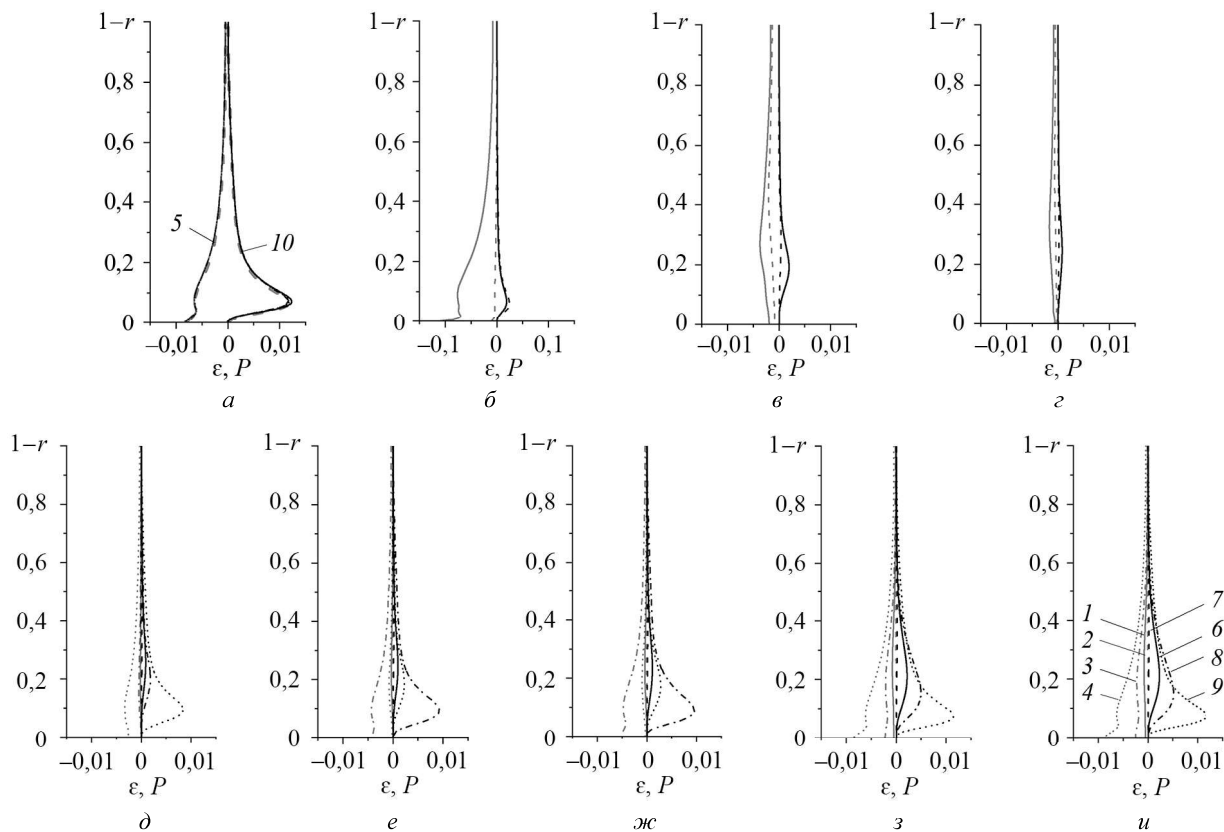


Рис. 4. Профили скорости диссипации ε и генерации P кинетической энергии турбулентности на различных расстояниях от входа в рабочий участок: а – $x = 0$; б – $x = 4$; в – $x = 5$; г – $x = 6$; д – $x = 7$; е – $x = 8$; ж – $x = 9$; з – $x = 16$; и – $x = 17$ (1 – ε (HC1/15); 2 – ε (HC1/40); 3 – ε (HC2/15); 4 – ε (HC3/15); 5 – ε [16]; 6 – P (HC1/15); 7 – P (HC1/40); 8 – P (HC2/15); 9 – P (HC3/15); 10 – P [16])

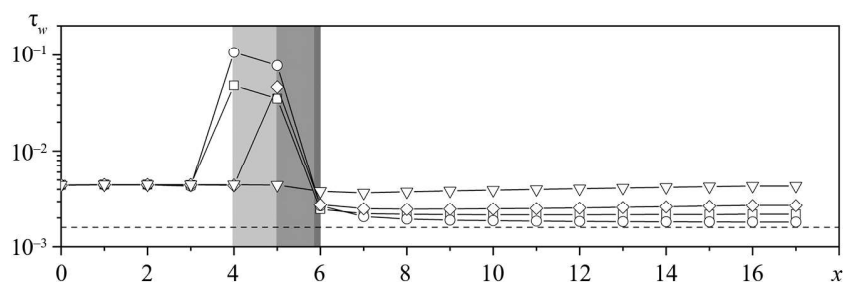


Рис. 5. Распределения вдоль рабочего участка касательного напряжения на стенке трубы: □ – HC1/15; ○ – HC1/40; ◇ – HC2/15; ▽ – HC3/15; - - - решение Пуазейля ($\tau_w = 4 / \text{Re}$)

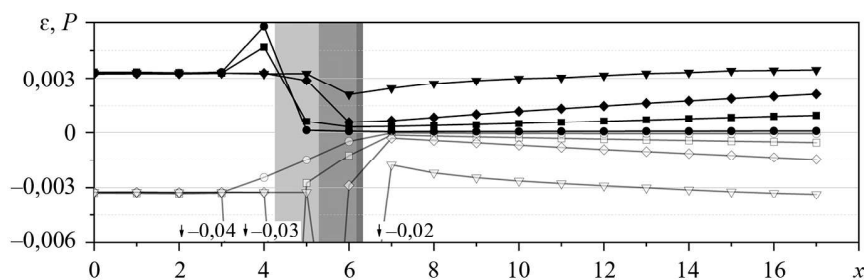


Рис. 6. Распределения вдоль рабочего участка скорости диссипации и генерации кинетической энергии турбулентности, осредненные по сечению трубы: □ – ε (HC1/15); ○ – ε (HC1/40); ◇ – ε (HC2/15); ▽ – ε (HC3/15); ■ – P (HC1/15); ● – P (HC1/40); ◆ – P (HC2/15); ▼ – P (HC3/15)

На рис. 3 приведены профили продольной составляющей вектора средней скорости вдоль рабочего участка. На рис. 3, в–д и рис. 4, б–г обозначены сечения $x = 4$; 5; 6, для которых приведены результаты расчета только в случае HC1/15 и HC1/40. На этих примерах можно наблюдать за изменением соответ-

ствующих величин внутри модельных устройств-ламинаризаторов. На участке $0 < x < 4$ (рис. 3, а, б) наблюдается профиль скорости, характерный для турбулентного течения в цилиндрической трубе, а внутри устройства ($4 < x < 6$) – перестройка течения с развитием ламинарного профиля в пристенной области потока ($1 - r < 0,3$). При этом профиль скорости сохраняет свою форму вплоть до выходной границы канала ($x = 17$). В случае устройства НС2/15 профиль скорости вблизи стенки меняет свою форму, приближаясь к более заполненному, а в случае НС3/15 остается турбулентным.

Эти изменения демонстрирует рис. 5, на котором представлены распределения касательного напряжения на стенке. В случае устройства НС1/40 значение касательного напряжения снижается по мере движения вниз по потоку от этого устройства ($x > 7$), а в остальных случаях растет. Однако, несмотря на монотонное снижение касательного напряжения для устройства НС1/40, оно все же не достигает уровня, соответствующего течению Пуазейля.

Профили скорости диссипации и генерации кинетической энергии турбулентности вдоль рабочего участка (см. рис. 4), осредненные по площади поперечного сечения, представлены на рис. 6. Отмечается неэффективность устройств НС2/15 и НС3/15 с точки зрения ламинаризации. В случае НС2/15 наблюдается постепенное увеличение этих величин по мере движения жидкости от устройства к выходному сечению трубы. Предполагается, что в этих случаях при большем удлинении трубы течение полностью турбулизовалось, а соответствующие профили скорости диссипации и генерации кинетической энергии турбулентности совпадают с представленными на рис. 4, а для сечения $x = 0$. В случае НС3/15 течение за устройством приобретает исходные характеристики развитого турбулентного течения уже при $x = 16$.

Рассмотрим устройства НС1/15 и НС1/40. В случае НС1/40 на всех расстояниях $7 < x < 17$ наблюдаются практически нулевые и не возрастающие значения скорости диссипации и генерации кинетической энергии турбулентности. Это, в свою очередь, указывает на полное отсутствие турбулентных пульсаций за этим устройством. Таким образом, несмотря на то что течение все еще не развито и профиль скорости все еще не параболический (см. рис. 3), течение за устройством НС1/40 является ламинарным. Однако это не исключает того, что течение не потеряет устойчивость при дальнейшем движении вниз по потоку. Для проверки этого необходимо дальнейшее исследование в трубе с большим удлинением ($L < 300$). Наблюдается тенденция к турбулизации течения за устройством НС1/15. Внутри самого устройства положение максимумов скорости диссипации и генерации кинетической энергии турбулентности смещается в сторону ядра потока, т. е. в область с меньшим значением сдвига. Причины такого изменения характеристик потока остаются неясными и требуют дальнейшего исследования.

Таким образом, рассмотрен процесс ламинаризации развитого турбулентного течения в цилиндрической трубе при числе Рейнольдса $Re = 5000$, рассчитанном по диаметру трубы. Предложен оригинальный способ моделирования устройства-ламинаризатора, согласно которому в объеме, занимаемом модельным устройством, варьировалась динамическая вязкость среды. Рассматривались четыре модельных устройства (НС1/15, НС2/15, НС3/15, НС1/40), характеризующихся различной длиной и динамической вязкостью $15/Re$ и $40/Re$ в объемах, занимаемых этими устройствами. Устройства НС1/15, НС2/15, НС3/15 неэффективны с точки зрения ламинаризации потока, а использование устройства НС1/40, несмотря на его простоту, позволило получить полностью ламинарное течение вниз по потоку от этого устройства. Несмотря на то что течение за этим устройством все еще оставалось неразвитым, т. е. не соответствовало течению Пуазейля, оно оставалось ламинарным и характеризовалось нулевыми значениями скорости диссипации и генерации кинетической энергии турбулентности. При этом полное подавление пульсаций скорости в занимаемом устройством объеме оказалось необязательным условием.

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 22-29-01274, <https://rscf.ru/project/22-29-01274/>.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ковальногов Н.Н., Хахалева Л.В. Течение и сопротивление трения турбулентного потока в перфорированной трубе с демпфирующими полостями // Изв. вузов. Авиационная техника. 2002. № 3. Р. 19–21.
2. Бондаренко А.А., Коврижных Е.Н., Ковальногов Н.Н. Ламинаризация пограничного слоя на перфорированной поверхности с глухими демпфирующими полостями в ускоряющемся потоке // Изв. вузов. Авиационная техника. 2011. № 11. Р. 41–44.

3. Анисимова И.В., Гортышов Ю.Ф., Игнатьев В.Н. К проблеме снижения гидродинамического сопротивления в устройствах энергоустановок // Изв. вузов. Авиационная техника. 2016. № 3. Р. 111–115.
4. Бойко А.В., Корнилов В.И. О возможности снижения турбулентного трения с помощью вертикальных устройств разрушения вихрей // Теплофизика и аэромеханика. 2009. Vol. 16. № 4. Р. 583–596.
5. Корнилов В.И. Управление турбулентным пограничным слоем крыла путем комбинированного вдува/отсоса // Теплофизика и аэромеханика. 2018. № 2. Р. 163–176.
6. Левин В.А., Громов В.Г., Афонина Н.Е. Численное исследование влияния локального электроподвода на аэродинамическое сопротивление и теплообмен сферического затупления в сверхзвуковом потоке воздуха // Прикладная механика и техническая физика. 2000. № 5. Р. 171–179.
7. Benard N., Moreau E. Electrical and Mechanical Characteristics of Surface AC Dielectric Barrier Discharge Plasma Actuators Applied to Airflow Control // Experiments in Fluids. 2014. Vol. 55. № 11. Article № 1846.
8. Грек Г.Р. и др. Управление ламинарно-турбулентным переходом на крыловом профиле путем распределенного отсоса через мелкоперфорированную поверхность // Сибирский физический журнал. 2019. № 4. Р. 28–54.
9. Bushnell D. Turbulent Drag Reduction for External Flows // Proc. of the 21st Aerospace Sciences Meeting, Jan. 10–14, 1983, Reno, USA. 20 p.
10. Корнилов В.И. Проблемы снижения турбулентного трения активными и пассивными методами (обзор) // Теплофизика и аэромеханика. 2005. № 2. Р. 183–208.
11. Kühnen J. et al. Destabilizing Turbulence in Pipe Flow // Nature Physics. 2018. Vol. 14. № 4. Р. 386–390.
12. Kühnen J., Scarselli D., Hof B. Relaminarization of Pipe Flow by Means of 3D-Printed Shaped Honeycombs // Journal of Fluids Engineering [Electronical Resource]. URL: <https://arxiv.org/pdf/1809.07625v1.pdf> (дата обращения: 7.10.2023).
13. Pope S.B. Turbulent Flows. Cambridge: Cambridge University Press, 2000. 771 p.
14. Wei T. Integral Properties of Turbulent-Kinetic-Energy Production and Dissipation in Turbulent Wall-Bounded Flows // Journal of Fluid Mechanics. 2018. Vol. 854. Р. 449–473.
15. Zaripov D. et al. On a Mechanism of Near-Wall Reverse Flow Formation in a Turbulent Duct Flow // Journal of Fluid Mechanics. 2021. Vol. 923. Article № A20.
16. El Khoury G.K. et al. Direct Numerical Simulation of Turbulent Pipe Flow at Moderately High Reynolds Numbers // Flow, Turbulence and Combustion. 2013. Vol. 91. № 3. Iss. 3. Р. 475–495.

Поступила в редакцию 7.11.23

После доработки 14.11.23

Принята к публикации 14.11.23

Direct Numerical Simulation of the Turbulent Flow Laminarization in a Pipe at $Re = 5000$

D.I. ZARIPOV^{1,2,3}, V.A. IVASHCHENKO¹, S.A. PANTELEEV^{1,4},
A.A. LUK'YANOV^{1,4}, AND R.I. MULLYADZHANOV^{1,4}

¹ Institute of Thermophysics SB RAS, Novosibirsk

² Institute of Power Engineering and Advanced Technologies, FRC KazSC RAS, Kazan

³ Kazan Federal University, Kazan

⁴ Novosibirsk State University, Novosibirsk

In this paper, an attempt is made to carry out the direct numerical simulation of the laminarization process of a developed turbulent flow in a pipe. Several configurations of laminarization devices are considered. Using one of the devices as an example, the possibility of forming a laminar flow downstream from this device is demonstrated. The observed flow turns out to be different from the Poiseuille flow, which is characterized by a parabolic velocity profile. It is shown that the flow downstream from the device under consideration is characterized by zero values of the turbulence kinetic energy production and dissipation rate. At the same time, a complete suppression of velocity pulsations in the volume occupied by the device turned out to be not a necessary condition.

Pipe flow, turbulent flow, laminarization, direct numerical simulation