

УДК 536.252

DOI: 10.63430/TIA202502502009

Численное исследование газовой завесы с подачей охладителя через сопло треугольной формы с уступом*

Н.Н. Козюлин, М.Ю. Хребтов

Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск

Email: nikkozyulin@gmail.com

Представлены результаты численного моделирования пристенной газовой завесы с соплом в виде каверны треугольного сечения, содержащей уступ. Течение за уступом приводит к отрыву основного потока и образованию когерентных вихревых структур с фиксированной частотой схода в области смещения со струей охладителя. Эти вихревые структуры при взаимодействии со стенкой приводят к улучшению растекания охладителя в горизонтальном направлении и хорошему прижатию струи к поверхности при высоких числах вдува. Треугольная форма сечения каверны способствует ослаблению генерации продольных вихрей, отрывающих пристенный поток от поверхности. Исследования проводились в широком диапазоне параметров вдува охладителя. Условия на стенке предполагались адиабатическими. Определен диапазон параметров вдува, при которых данная конфигурация может иметь практические применения. Предложенная система имеет выделенную частоту схода вихрей, чувствительна к внешнему воздействию на этой частоте, поэтому является потенциальным кандидатом для реализации активной системы управления характеристиками завесы.

Ключевые слова: численное моделирование, завесное охлаждение, сопло трапецевидной формы, прямая схема охлаждения, тепловая адиабатическая эффективность.

Введение

Системы теплозащиты в технических приложениях повышают эффективность проходящих процессов за счет расширения диапазона рабочих температур, а также увеличивают время эксплуатации теплонагруженных участков.

Газовые завесы — эффективный метод тепловой защиты, широко используемый в промышленности, машиностроении, энергетике [1, 2], технике и электронике [3, 4]. Несмотря на то что активное использование газовых завес началось в 60-х годах XX века, развитие и поиск новых систем завесного охлаждения актуально и по сегодняшний день. По-прежнему ведутся работы по поиску новых инженерных решений, призванных не только повысить эффективность тепловой защиты, но и дать возможность эксплуатировать системы в более широком диапазоне параметров, таких как рабочая температура

* Работа выполнена при поддержке Российского научного фонда (грант № 22-79-10246). Вычислительные ресурсы предоставлены в рамках госзадания Института теплофизики СО РАН (FWNS-2025-0002).

и соотношение скоростей охладителя и основного потока (параметр вдува $M = \frac{\rho_{\text{cold}} U_{\text{cold}}}{\rho_{\text{hot}} U_{\text{hot}}}$).

Существует большое количество решений, которые используют пассивные методы управления газовыми завесами с целью повысить их тепловую эффективность: добавление в поток обратных уступов [5], траншей [6–8], канавок, в которых происходят процессы смешения основного потока и охладителя, турбулизирующих поток ребер [4], риблет [9], дюн [10]. Многие из этих методов приводят к заметному увеличению коэффициента сопротивления в теплонагруженном участке. В таких системах, как сопловые блоки [11] и лопатки турбин [12], эффективность системы при эксплуатации чувствительна к гидродинамическому сопротивлению профиля, а также сильно зависит от нестационарных эффектов, периодических пульсаций в потоке и изменения режимов работы. В подобных системах все чаще используются методы активного управления потоком охладителя, например, изменение во времени расхода охладителя при реализации завесы совместно с эффективным внутренним канальным охлаждением [13]. Существуют перспективные методы воздействия на поток с помощью генерации возмущений определенной частоты с помощью электрических полей [14–16], способных существенно менять профиль скорости вблизи теплонагруженной стенки и влиять на степень диффузии охладителя. Помимо активного управления, осуществляется оптимизация конструкции лопаток [17] и разрабатываются новые материалы для их изготовления [18–19], что может быть сопряжено с большими затратами и кардинальными изменениями технологий производства рабочих деталей.

Инструменты численного моделирования помогают уменьшать количество натурных испытаний и прогнозировать весь жизненный цикл изделия, экономя ресурсы на изготовлении прототипов и оптимизации комплексных систем.

В задачах расчета газовой завесы часто применяются методы RANS (Reynolds-averaged Navier–Stokes) [20, 21], т.е. решение осредненных по Рейнольдсу уравнений гидродинамики с замыканием через некоторую модель турбулентности. Однако такие методы плохо учитывают нестационарные процессы, такие как формирование когерентных вихревых структур и их влияние на тепломассоперенос в потоке. Для детального моделирования нестационарных процессов и вихреобразования оптимальным подходом является метод крупных вихрей LES [22–24]. В нем большая часть масштабов течения разрешается напрямую, и только мелкомасштабная компонента турбулентности учитывается в виде модели замыкания. При увеличении разрешения расчетной сетки доля разрешенных напрямую масштабов увеличивается, что приводит к более достоверному восстановлению динамической картины течения.

Численное исследование тепловой эффективности завесы методом LES (Large Eddy Simulation) для сопел подачи охладителя с боковыми расширениями [24] показало, что использование расширений перед основной струей приводит к улучшению растекания охладителя в горизонтальном направлении за счет изменения процессов генерации продольных вихрей. Помимо завесного охлаждения, тонкая пленка течения используется для улучшения характеристик обтекания аэродинамических профилей и уменьшения отрыва. В работе [25] показано, что использование плоского щелевого сопла подачи охладителя с зазором между основным и спутным потоками приводит к прижатию пристенной струи к стенке за счет эффекта Коанда. Важным элементом в этом процессе является генерация поперечных вихрей, вызванных развитием неустойчивостей в потоке, аналогичных дорожке Кармана. Такая конструкция обеспечивает меньший расход газа

в импульсном режиме подачи струи, существенно замедляя отрыв основного потока от профиля.

Обозначенные две идеи (использование каверны с боковыми расширениями и эффекта Коанда) были скомбинированы в настоящей работе для улучшения тепловой эффективности газовой завесы.

В представленной работе численно исследуется оригинальная форма сопла для газовой завесы, которая может потенциально быть эффективна при больших числах вдува. Новизна предложенной конструкции заключается в методе подачи охладителя с соплом-каверной, который позволяет не только создавать ламинарную пленку охладителя при малых значениях параметра вдува M , но и эффективно работать при высоких параметрах вдува за счет взаимодействия когерентных вихревых структур, образующихся из-за неустойчивости слоя смешения, с основным потоком. Сужающаяся форма каверны влияет на образование продольных вихрей, улучшая поперечное растекание охладителя по поверхности, а наличие зазора между основным и спутным потоками приводит к генерации вихревой дорожки, усиливающей эффект прижатия струи к поверхности. Расчеты проводились в нестационарной постановке методом LES, чтобы учитывать влияние нестационарного вихреобразования и когерентных структур на поток.

Детали расчета

Численное моделирование проводилось в открытом расчетном пакете OpenFOAM [26], основанном на методе конечных объемов. Данный программный пакет обладает широким функционалом и верифицирован на большом количестве тестовых задач гидродинамики и теплообмена. Расчеты могут быть распараллелены для запуска на вычислительных кластерах, также имеется возможность редактировать исходный код с учетом специфики конкретной задачи. В качестве исходного был взят код модуля *pimpleFoam* для нестационарных течений несжимаемой жидкости.

Основные уравнения запишем в виде:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left((\nu + \nu_{\text{sgs}}) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} \right), \quad (1)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = 0, \quad (2)$$

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\frac{\nu}{\text{Pr}} + \frac{\nu_{\text{sgs}}}{\text{Pr}_t} \right) \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} \right), \quad (3)$$

$$S_{ij}^d = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_k} + \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_j} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_k} \right) - \frac{1}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_i} \frac{\partial \bar{u}_l}{\partial x_k}, \quad (4)$$

$$\bar{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right), \quad (5)$$

$$\nu_{\text{sgs}} = (C_\omega \Delta)^2 \frac{\left(S_{ij}^d S_{ij}^d \right)^{3/2}}{\left(\bar{S}_{ij} \bar{S}_{ij} \right)^{5/2} + \left(S_{ij}^d S_{ij}^d \right)^{5/4}}. \quad (6)$$

В расчете разрешалось уравнение баланса импульса (1) с учетом уравнения неразрывности (2). Переменные с чертой (компоненты скорости $\bar{u}_i$ и давление $\bar{p}$) предполагались отфильтрованными с помощью фильтра низких частот на масштабе сетки. Кроме того, разрешалось уравнение переноса (3) для температуры смеси $\bar{T}$. В данной модификации расчетного кода поле температуры представляло собой пассивную примесь. Для аппроксимации эффектов мелкомасштабной турбулентности использовался метод LES с подсеточной моделью WALE (4)–(6) [27]. Эффект подсеточных масштабов аппроксимировался с помощью гипотезы Буссинеска и коэффициента подсеточной вязкости ν_{sgs} , рассчитываемого по формуле (6), где Δ — размер ячейки сетки, $C_\omega = 0,325$. Кинематическая вязкость среды ν задавалась равной $2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$. Число Прандтля было равно $Pr = 0,71$ (турбулентное число Прандтля $Pr_t = 0,9$).

Валидация расчетного метода была проведена в предыдущей работе [28]. Сравнение результатов численного моделирования и экспериментальных данных для газовой завесы, образованной струей, вытекающей из круглого сопла, показало их хорошее совпадение.

Расчетная область разделена на основной поток (параллелепипед размерами $185 \times 70 \times 20 \text{ мм}$ в продольном, поперечном и вертикальном направлениях соответственно) и каверну с соплом для подачи охладителя (рис. 1, 2) с круглым сечением канала подачи охладителя (диаметром $d = 4 \text{ мм}$). На прямоугольном входном сечении основного потока задавался фиксированный профиль скорости, соответствующий развитому пограничному слою (для числа Рейнольдса $Re = 10000$), и постоянная температура T_{hot} . Параметр вдува определялся как

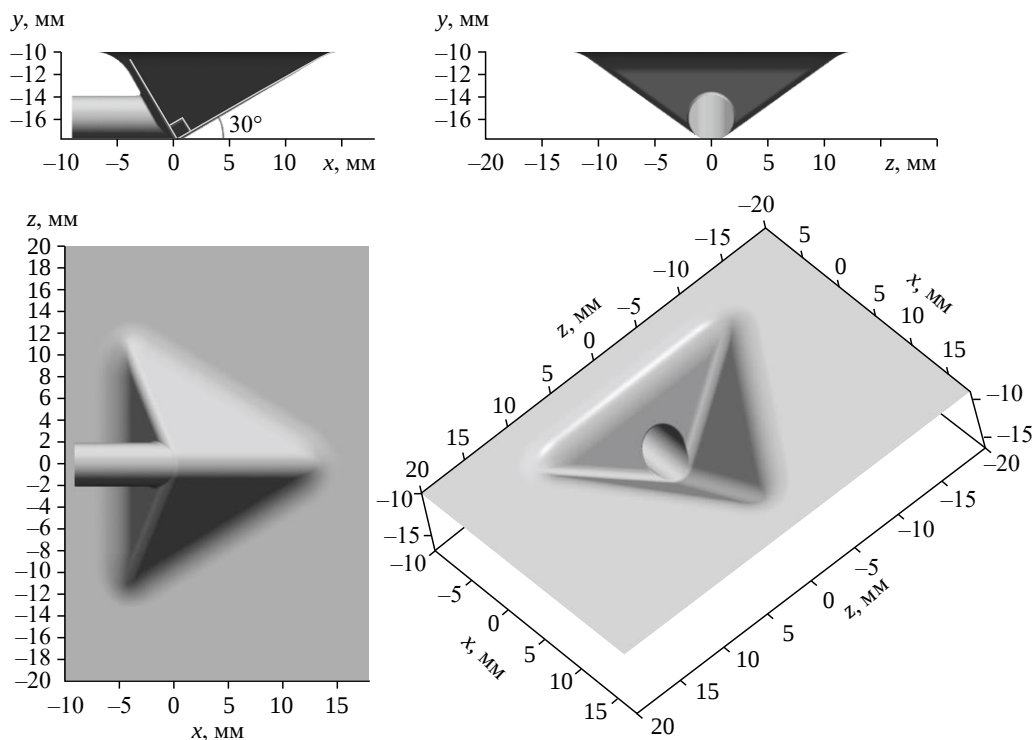


Рис. 1. Геометрия сопла охладителя.

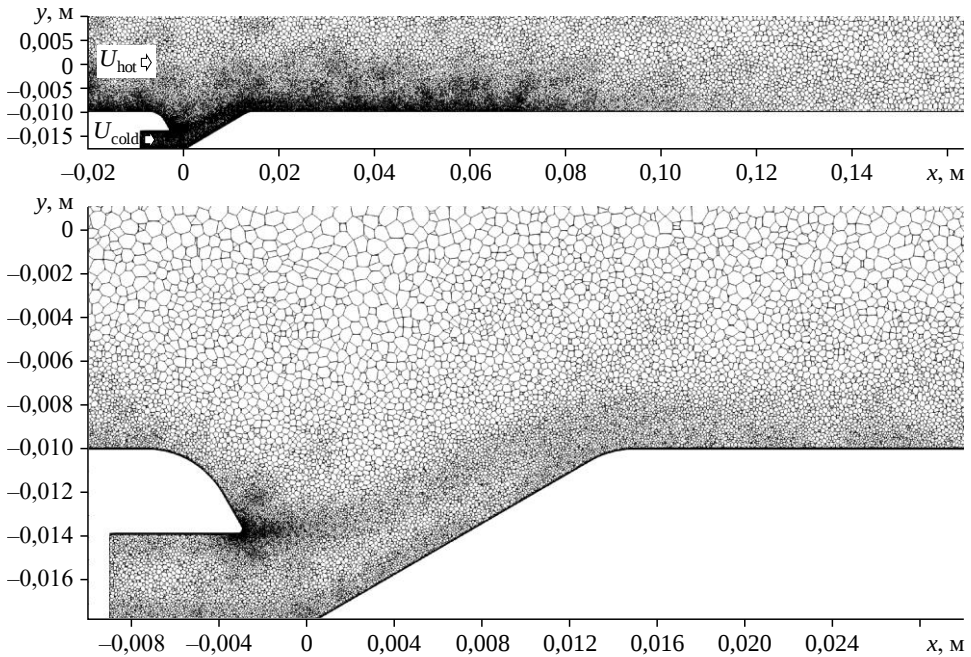


Рис. 2. Расчетная сетка в продольном сечении расчетной области.

$$M = \frac{\rho_{\text{cold}} U_{\text{cold}}}{\rho_{\text{hot}} U_{\text{hot}}}, \quad (7)$$

где U_{cold} , U_{hot} — входные среднерасходные скорости охладителя и основного потока; ρ_{cold} , ρ_{hot} — плотности охладителя и основного потока соответственно (приняты равными 1 в текущих расчетах).

Безразмерная температура T записывается в виде:

$$T = \frac{T_{\text{real}} - T_{\text{cold}}}{T_{\text{hot}} - T_{\text{cold}}}, \quad (8)$$

где T_{real} — размерная температура, T_{cold} , T_{hot} — входные температуры охладителя и основного потока соответственно. Разница безразмерных температур между входными сечениями охладителя и основного потока равна 1.

Охладитель подавался через сопло с наклонной каверной в форме тетраэдра (см. рис. 1) с круглым входным сечением диаметром 4 мм (скорости основного и спутного потоков приведены в табл. 1). Вертикальный угол наклона каверны (угол выхода струи на поверхность) составлял 30° , что характерно для струй завесного охлаждения. Плоскость уступа (задняя плоскость каверны) располагалась под прямым углом к направлению струи (см. рис. 1). Грани каверны имели скругление с радиусом $d/2 = 2$ мм, места выхода каверны на поверхность скруглялись с радиусом 4 мм. Данные параметры были выбраны на основе предварительных расчетов.

Диапазон исследуемых чисел Рейнольдса, определенный по скорости охладителя и диаметру входного отверстия, составлял от 1000 до 8000. Число Рейнольдса основного потока $Re_{\text{hot}} = (y_{\text{max}} - y_{\text{min}}) U_{\text{hot}} / \nu = 10000$.

Верхняя, нижняя и боковые стенки считались теплоизолированными с условиями прилипания на скорость. На прямоугольном выходном сечении установлены конвективные

Таблица 1

Таблица расчетных режимов

M	$U_{\text{hot}}, \text{ м/с}$	$U_{\text{cold}}, \text{ м/с}$	Re
0,5	10	5	1000
1,0	10	10	2000
1,5	10	15	3000
2,0	10	20	4000
2,5	10	25	5000
3,0	10	30	6000
3,5	10	35	7000
4,0	10	40	8000

Примечание. $Re = dU_{\text{cold}}/\nu$.

граничные условия на скорость и температуру и условие постоянного среднего значения (равного 1 атм) на давление.

Расчетная конечно-объемная сетка (см. рис. 2) состоит из $\sim 10^7$ многогранных ячеек со слоями сгущения вблизи твердых стенок и сгущением в области слоя смешения струи охладителя с основным потоком для детального разрешения процессов в области образования, взаимодействия и переноса вихревых структур. Размеры ячеек вблизи стенок выбирались так, чтобы удовлетворить условию разрешения пограничного слоя для метода LES ($y^+ = 10$ в первом узле вблизи стенки для максимальной скорости потока охладителя, что соответствует в размерном виде $\Delta y \approx 0,1$ мм). Исследование сеточной сходимости на сетках от 4 до 20 млн узлов показало сеточную независимость результатов для сеток от 8 млн узлов и выше. Осреднение данных для набора статистики производилось после установления течений. Время осреднения составляло 0,1 с, что соответствовало времени пятикратного прохождения основного потока через всю область.

Результаты численного моделирования

Всего было исследовано восемь расчетных случаев. В расчетах варьировалось значение скорости охладителя (см. табл. 1) при неизменной скорости основного потока.

Широкий диапазон параметров вдува позволяет численно протестировать эффективность завесы в различных режимах работы.

Поля температуры и когерентные вихревые структуры

На рис. 3 приведены мгновенные распределения температуры в продольном сечении струи. Структура пристенной струи имеет выраженную когерентную составляющую. Струя, вытекающая из сопла, попадает в область рециркуляции внешнего потока, образованную за уступом. При взаимодействии зоны рециркуляции со струей возникает резкий слой смешения, в котором происходит развитие неустойчивости Кельвина–Гельмгольца и формирование периодически сходящихся когерентных вихрей с фиксированной частотой, зависящей от M (табл. 2).

В зависимости от соотношения между скоростью основного потока и скоростью струи, доминирующими могут быть вихри с разным знаком поперечной компоненты завихренности (вращающиеся против или по часовой стрелке). Например, в случае, когда скорость основного потока больше, чем скорость пристенной струи ($M = 0,5$), основным

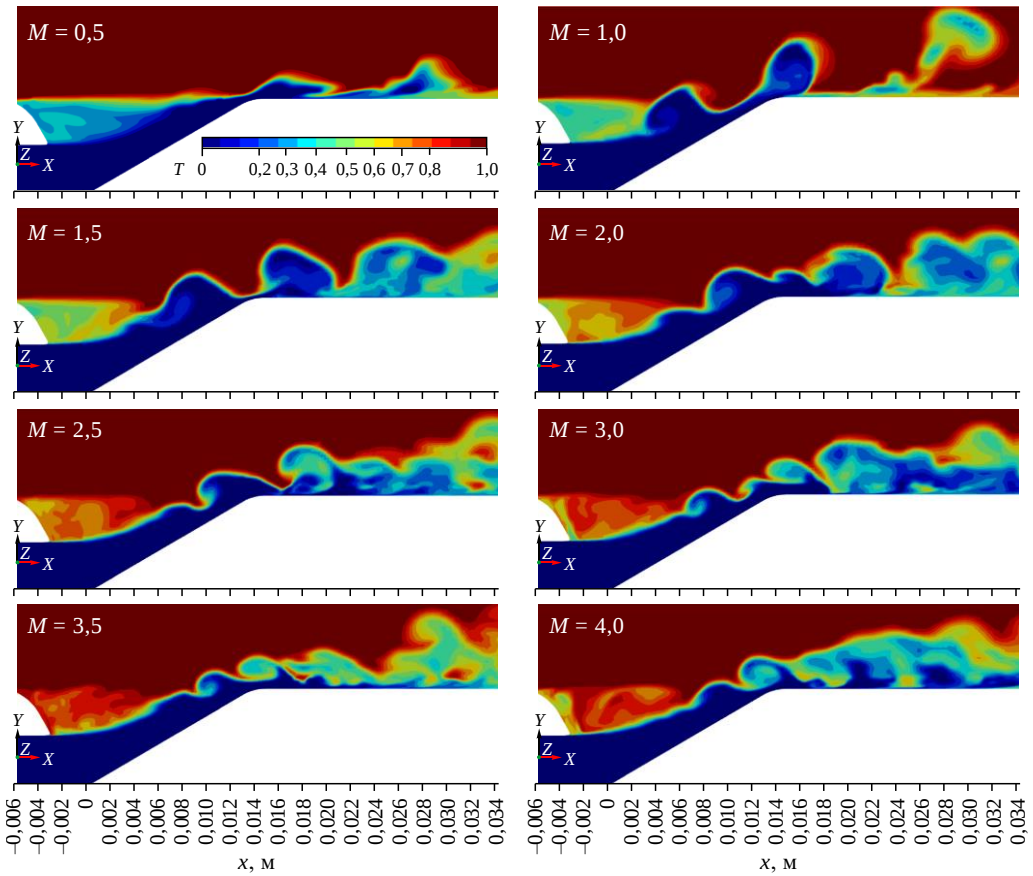


Рис. 3. Мгновенные распределения температуры в центральном продольном сечении расчетной области при различных параметрах вдува M .

источником завихренности для когерентных вихрей является сдвиг средней скорости основного потока, образующийся из-за взаимодействия с уступом. В этом случае доминирующим является направление вращения по часовой стрелке и формирование отдельных вихрей начинается вблизи выхода струи из каверны на плоскую поверхность. Это

Таблица 2

Частота схода когерентных вихревых структур

M	$\nu_c, 1/c$	Sh	$D_{jet}, \text{мм}$	Sh_{jet}
0,5	649	0,51	2,64	0,34
1,0	813	0,32	3,47	0,28
1,5	1298	0,35	3,33	0,29
2,0	1869	0,37	2,99	0,28
2,5	3030	0,48	2,71	0,33
3,0	4166	0,55	2,53	0,35
3,5	5128	0,58	2,58	0,38
4,0	5405	0,54	2,60	0,35

Примечание. $Sh = \nu_c d / U_{cold}$, $Sh_{jet} = \nu_c D_{jet} / U_{cold}$, ν_c — линейная частота,

D_{jet} — измеренная средняя толщина струи на наклонном участке каверны.

происходит из-за того, что возникают колебания в зоне рециркуляции с низкой частотой по аналогии с тем, как это происходит в следе за препятствием. Выход охладителя на поверхность происходит порциями внутри сходящих вихрей, что уменьшает его диффузию во внешний поток на время, пока структура вихрей остается стабильной.

Когда скорость основного потока сравнивается со скоростью струи охладителя ($M = 1$, см. рис. 3), ситуация становится похожа на классическую дорожку Кармана, при этом возникают чередующиеся вихри противоположных знаков с равной амплитудой завихренности. Это приводит к усилению перемешивания между основным потоком и струей охладителя, в результате имеет место наиболее интенсивный отрыв охладителя от поверхности из всех рассмотренных режимов. Вихри формируются прямо внутри каверны и начинают взаимодействовать друг с другом, отрываясь от поверхности и переноса с собой охладитель.

При дальнейшем увеличении числа ддува M изменяется баланс между вихрями с положительным и отрицательным направлениями поперечной завихренности. Вихри с направлением вращения против часовой стрелки становятся доминирующими в потоке. Источником этих вихрей является сдвиг между более быстрой пристенной струей и областью рециркуляции основного потока за уступом. По теореме о подъемной силе Жуковского, сила, действующая на такие вихри во внешнем потоке, будет направлена в сторону стенки, что будет приводить к прижатию потока охладителя к стенке после его выхода на плоскую поверхность.

С увеличением M начинают улучшаться характеристики струи и степень ее прижатия к стенке. Частота схода вихрей увеличивается, а их вертикальный масштаб уменьшается. Точка формирования вихрей сдвигается вправо, ближе к выходу из каверны. Этот процесс продолжается при ускорении струи до значений $M = 3,5$. При дальнейшем увеличении M скорость струи становится такой большой, что вертикальный импульс, который она приобретает в восходящем участке каверны, начинает поднимать поток и приводит к усилению перемешивания и отрыва струи от поверхности, ухудшая эффективность завесы.

Таким образом, для данного сопла с каверной можно выделить два диапазона потенциального использования: диапазон малых расходов охладителя ($M < 0,5$), тогда пленка за счет формы сопла хорошо прижимается к поверхности; и диапазон больших расходов ($M > 2$), когда пленка прижимается за счет вихревого сворачивания слоя смешения, которое приводит к усилению горизонтальной компоненты скорости на выходе из сопла и растеканию охладителя в поперечном направлении.

Частоты схода вихрей ν_c в зависимости от M приведены в табл. 2. Числа Струхала, построенные по диаметру сопла ($d = 4$ мм) и скорости охладителя U_{cold} меняются монотонно с ростом M . Для $M = 0,5$ число Струхала составляет $Sh = 0,51$, затем при переходе к $M = 1$ безразмерная частота падает до $Sh = 0,32$. Затем число Струхала плавно растет с увеличением M до значений $Sh = 0,58$, и после $M = 3,5$ наблюдается плавное снижение до $Sh = 0,54$.

Такое непостоянство безразмерных частот говорит о том, что, вероятно, определяющими здесь являются не входные параметры охладителя, а некоторые промежуточные параметры течения, определяющиеся в результате взаимодействия основного и спутного потоков. В качестве такого параметра предложено рассмотреть толщину струи вблизи выхода из каверны (рис. 4, вверху), так как именно там начинается интенсивное развитие неустойчивостей в слое смешения. Толщина струи меняется в зависимости от M , ее значения D_{jet} приведены в табл. 2. Толщина измерялась по распределению температуры

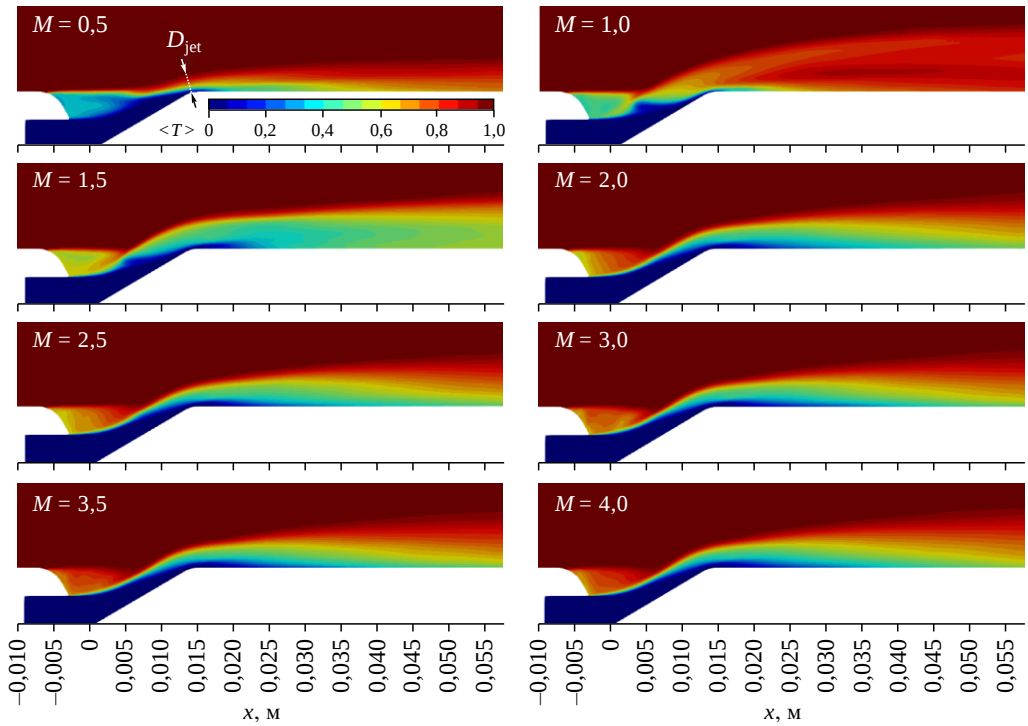


Рис. 4. Распределения средней по времени безразмерной температуры в центральном продольном сечении расчетной области при различных параметрах вдува.

Для случая $M = 0,5$ показано место измерения толщины струи D_{jet} .

в точке выхода струи на плоскую поверхность (см. рис. 4, сверху). Числа Струхала Sh_{jet} , построенные с использованием этого параметра в качестве масштаба течения, имеют близкие значения для всех рассмотренных M (см. табл. 2) и оказываются близкими к значению $Sh_{jet} = 0,3$. Это значение больше, чем обычно наблюдаемые частоты в течениях типа дорожки Кармана ($Sh = 0,21$), и меньше, чем частоты, зачастую наблюдаемые в круглых струях ($Sh = 0,5$). Вероятно, такое промежуточное значение частот схода связано с тем, что в основном потоке развитие неустойчивости похоже на отрыв за плоским препятствием, а в спутном потоке есть аналогия со слоями смешения в круглых струях.

Распределения вторых моментов пульсаций температуры для различных M приведены на рис. 5b. Видно, что амплитуда пульсаций сначала растет с увеличением M , а затем начинает снижаться вплоть до $M = 3,5$. Это можно связать с уменьшением масштаба когерентных структур при увеличении скорости спутного потока. Такое уменьшение масштаба вихрей также приводит к меньшей степени перемешивания основного и спутного потоков. Интересно, что аналогичное поведение в зависимости от M наблюдается и для пульсаций вертикальной скорости, обезразмеренных на квадрат входной скорости охладителя (см. рис. 5a). Максимум пульсаций вертикальной скорости во всех случаях локализован внутри каверны, вблизи от места формирования первичной неустойчивости. На данном распределении наблюдается также уменьшение вертикального масштаба формирующихся вихрей с увеличением M .

Средняя температура в центральном продольном сечении приведена на рис. 4 для различных M . Можно видеть, что для малых расходов охладителя ($M < 2$) распределения температуры в продольном сечении имеют существенно различный вид, но начиная

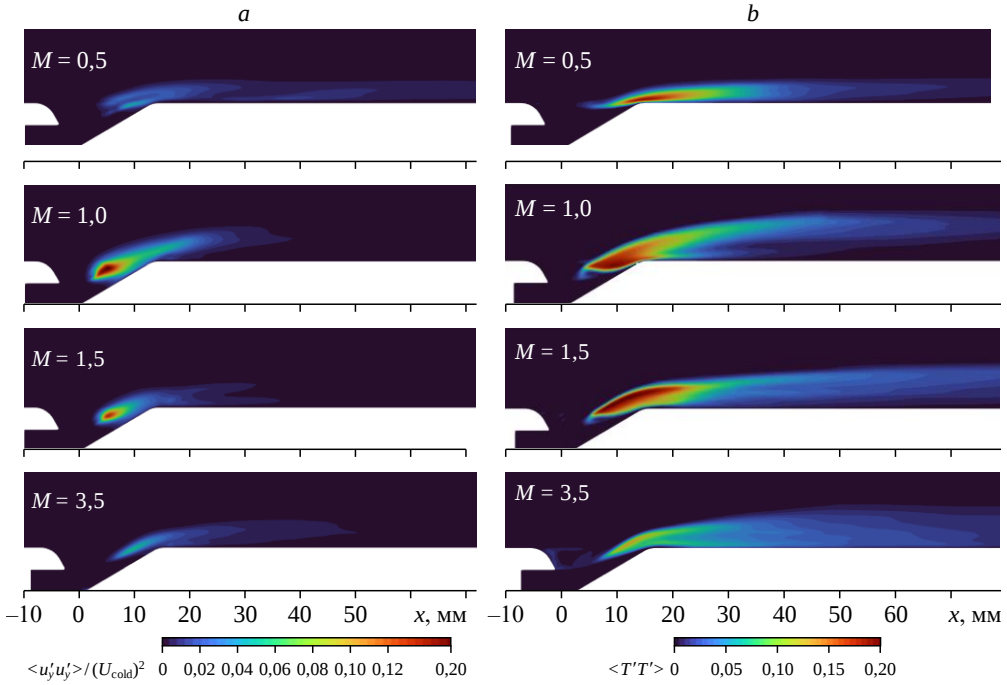


Рис. 5. Распределения безразмерных вторых моментов вертикальной компоненты скорости (а) и температуры (b) в центральном сечении расчетной области.

с $M = 2$ и больше распределения температуры в продольном сечении практически не меняются.

Режим $M = 0,5$ характеризуется тем, что в области каверны за уступом образуется сильная зона рециркуляции, где накапливается охладитель, который затем порциями выходит на плоскую поверхность, образуя узкую пленку, ширина которой порядка d .

Режим $M = 1$ приводит к наиболее сильной диффузии охладителя от стенки. Охладитель при выходе из сопла сильно отрывается от стенки, на расстояниях от сопла от $x/d = 6$ наблюдается раздвоение в среднем распределении температуры, что связано с прохождением здесь крупных вихрей, отрывающихся от поверхности и переносящих с собой охладитель. Внутри каверны форма струи охладителя искривлена за счет интенсивного формирования вихрей. Данный режим можно использовать в системах, где требуется интенсифицировать перемешивание основного и спутного потоков. Режим $M = 1,5$ является переходным и характеризуется меньшей толщиной пристенной струи, тем не менее с еще заметными эффектами от интенсивного формирования вихрей различных знаков.

Для параметров вдува $M \geq 2$ струя хорошо прижимается к поверхности и теплоноситель эффективно переносится в горизонтальном направлении. При этом распределение температуры в центральном сечении мало меняется при росте M .

На рис. 6 приведены распределения средней температуры в горизонтальных сечениях на высоте $y/d = 1$. Видно, что струя с увеличением числа вдува начинает сильнее расширяться. Для малых расходов ($M \leq 1$) ширина струи остается порядка входного диаметра d , а для расходов $M \geq 2$ ширина струи на удалении от входа превышает ширину каверны. Для больших расходов струя имеет трехдольную структуру, что связано с продольными вихрями, образующимися на краях струи. Заметно, что в горизонтальном сечении увеличение расхода приводит к постепенному расширению струи для режимов

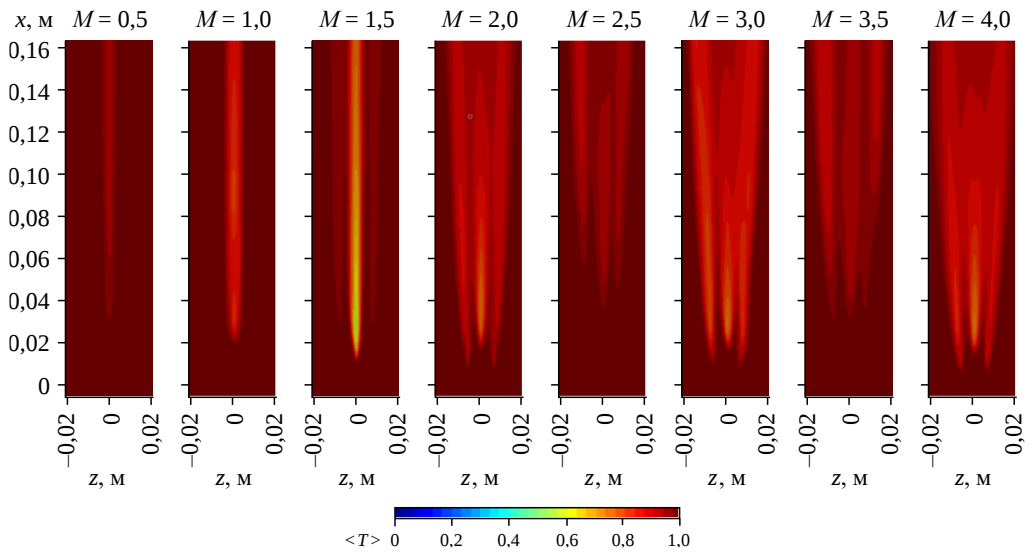


Рис. 6. Распределение средней температуры в горизонтальном сечении на расстоянии $y/d = 1$ от стенки для различных чисел вдува M .

$M \geq 2$, хотя в продольном сечении распределение температуры практически не меняется (см. рис. 4).

Интересен также эффект неравномерности изменения температуры на высоте $y/d = 1$ в зависимости от числа вдува. Наблюдается увеличение температуры для чисел вдува 2,5 и 3,5 по сравнению с соседними режимами, что связано с меньшим распространением струи в вертикальном направлении для этих расходов. Предположительно это связано с резонансными вихревыми эффектами и возбуждением субгармоник первичных неустойчивостей на кратных частотах.

Распределение скорости и структура течения

Судя по распределениям средней скорости в продольном сечении (рис. 7), для малых чисел вдува ($M = 0,5$) наблюдается хорошее прижатие струи к стенке, при этом область рециркуляции вытесняет струю из каверны, что приводит к утончению струи и увеличению ее скорости за счет сохранения расхода. В области выхода струи на поверхность на высоте около $y/d = 1$ наблюдается максимум продольной скорости, который связан с проходящими здесь когерентными вихрями, срывающимися с края колеблющейся зоны рециркуляции и вращающимися по часовой стрелке.

При увеличении числа вдува до $M = 1$ наблюдается эффект отрыва струи. Видно, что для $M = 1$ максимум продольной скорости находится на достаточно большом расстоянии от стенки, что связано с прохождением здесь крупных вихрей, переносящих с собой импульс и температуру.

При дальнейшем увеличении числа вдува область максимальной скорости начинает постепенно прижиматься к стенке, а для $M = 3,5$ струя уже полностью прижата к стенке. Таким образом, увеличение расхода приводит к уменьшению отрыва струи от стенки. В то же время для режимов с большим расходом ($M = 3,5$) наблюдается область отрицательной вертикальной скорости, находящаяся над струей, что усиливает прижатие течения к поверхности. Можно выделить два рабочих диапазона: с малым отрывом струи от стенки диапазон малых расходов охладителя ($M < 0,5$) и диапазон больших расходов ($M > 2$).

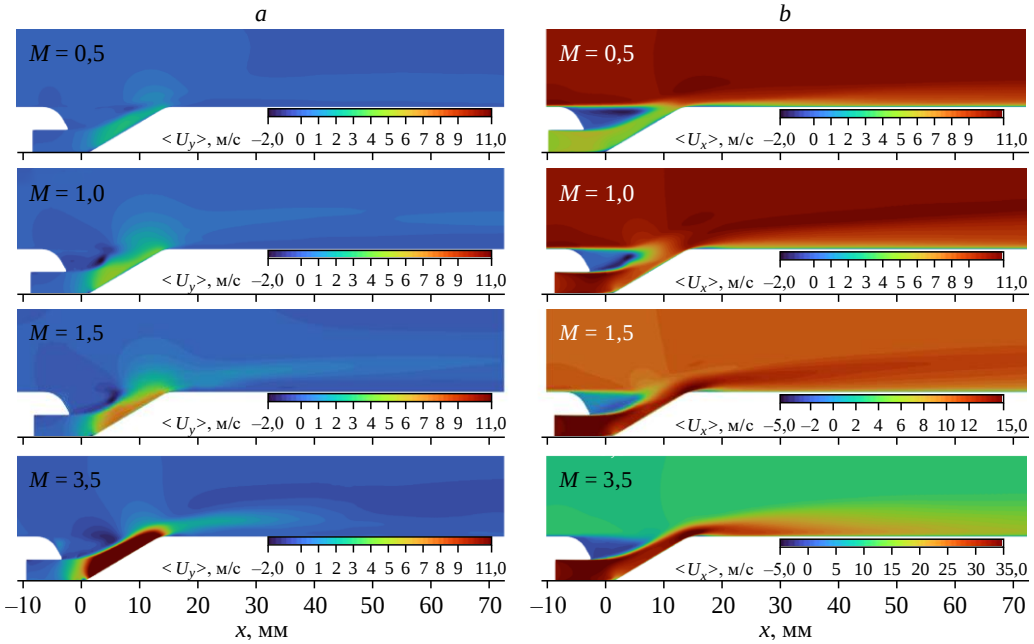


Рис. 7. Поле средней вертикальной (а) и продольной (б) компонент скорости в центральном сечении при различных параметрах вдува M .

Продольные вихревые пары

Одним из эффектов, влияющих на эффективность завесы, является образование противоположно вращающихся пар продольных вихрей на периферии пристенной струи. Как правило, воздействие таких вихрей приводит к вертикальному (в направлении от стенки) переносу охладителя, усилению перемешивания и ослаблению эффективности завесы [29].

Использование каверны позволяет уменьшить негативный эффект от противоположно вращающихся пар продольных вихрей, образованных струей охладителя.

Наличие каверны и уступа приводит к тому, что в потоке формируются две вихревые системы с продольным направлением вращения. Уступ приводит к усилению продольных вихрей, вращающихся на краю каверны таким образом, чтобы опускать поток в центральном сечении, однако струя, вырывающаяся из центрального сечения, приводит к формированию противоположной вихревой пары на границе струи. В итоге система будет содержать два вихревых диполя: внешний, связанный с эффектом каверны, и внутренний, связанный с эффектами самой струи, которая распространяется по центральному каналу (рис. 8). Внешний вихревой диполь работает на расширение струи в горизонтальном направлении вблизи стенки, т.е. он помогает охладителю распространяться в стороны от центра и прижимает струю к стенке. Тем самым создается квадрупольная система вихрей, которая является более сбалансированной, чем дипольная, и меньше влияет на отрыв струи от поверхности, удерживая струю вблизи стенки.

Структуру данной системы вихрей в зависимости от режима можно отследить по вертикальной компоненте средней скорости в горизонтальном сечении $y/d = 1$ (рис. 9). На рис. 9 выделяются две области — центральная область, где наблюдается восходящий поток от струи, и периферийная область, где видна дипольная система,

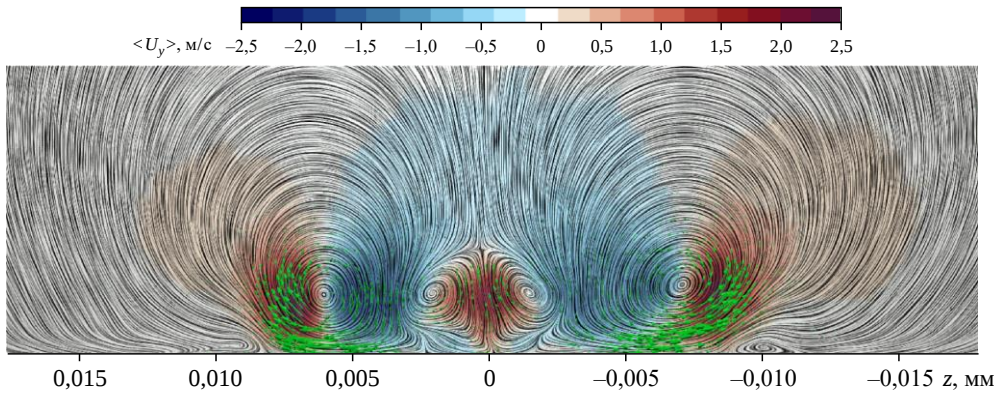


Рис. 8. Линии тока средней скорости в плоскости $x = 0,025$ м при $M = 3$.

Показано поле вертикальной компоненты средней скорости $\langle U_y \rangle$.

образованная эффектом каверны. Периферийные вихри замедляют подъем потока в центре струи (противодействуют центральному восходящему течению) и поднимают его на периферии. Поскольку большая часть охладителя находится по центру, периферийные вихри помогают горизонтальному растеканию охладителя вблизи стенки. Отмечено, что обе эти системы усиливаются при увеличении числа длува, однако относительная интенсивность центрального восходящего потока уменьшается с увеличением M по сравнению с периферийной дипольной системой.

Необычные эффекты наблюдаются для режимов с $M = 2,5$ и $3,5$. В обоих случаях центральный восходящий поток подавлен периферийной дипольной системой, и в центре потока вертикальная скорость отрицательна. Таким же эффектом обусловлена указанная выше лучшая эффективность этих режимов по сравнению с соседними режимами по расходу. Вероятно, изменение модового состава когерентных структур приводит к изменению баланса между центральной и периферийной вихревыми системами. Этот эффект можно использовать для активного воздействия на струю с помощью периодических возмущений потока либо акустических колебаний на резонансных частотах.

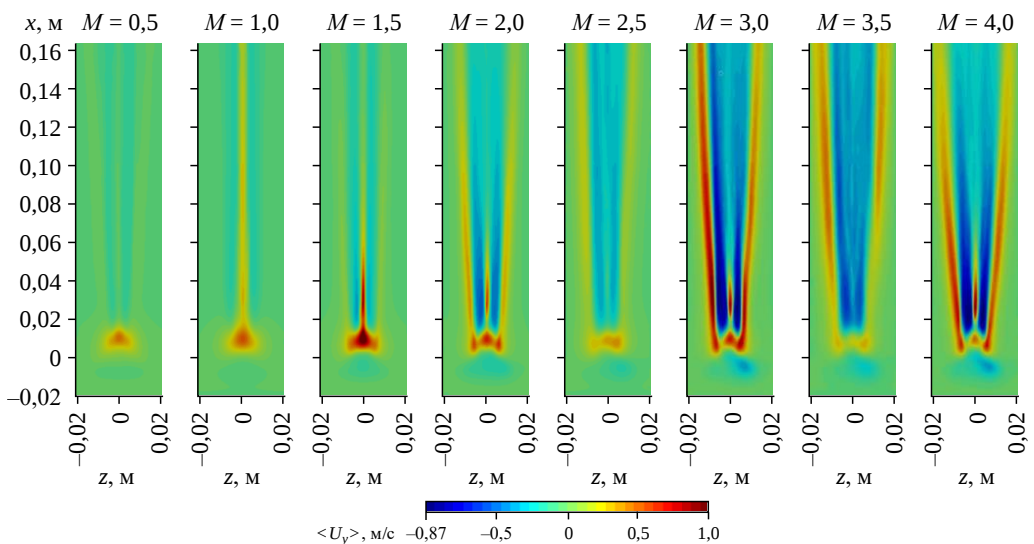


Рис. 9. Распределения вертикальной компоненты средней скорости при различных параметрах длува M в горизонтальном сечении $y/d = 1$.

Эффективность тепловой завесы

Тепловая эффективность завесы при теплоизолированной стенке определяется с помощью соотношения

$$\eta = \frac{T_{\text{hot}} - T_w}{T_{\text{hot}} - T_{\text{cold}}}, \quad (9)$$

где T_w — осредненная по времени температура на стенке.

На рис. 10 приведена тепловая эффективность на поверхности для различных чисел вдува M . Для $M = 0,5$ наблюдается широкое пятно теплозащиты вблизи каверны и расширение потока охладителя в поперечном направлении при выходе из каверны. Самая низкая эффективность отмечается для $M = 1$, пятно охлаждения расширяется до ширины каверны сразу за выходом струи на поверхность.

Для $M = 1,5$ видна узкая струя охладителя в центральной части канала. Для данного режима продольное распространение струи является максимальным.

При $M = 2$ и выше структура течения стабилизируется, и картина распределения тепловой эффективности завесы приобретает устойчивый вид с шириной струи около половины ширины каверны в момент выхода струи на поверхность. Ниже по течению пятно охладителя расширяется, а его температура растет. С увеличением M растет скорость расширения струи. Таким образом, варьируя расход охладителя, можно менять ширину струи.

На рис. 11 приведены графики тепловой эффективности в центральном сечении. Для $M = 2-4$ наблюдаются близкие значения η , а от $M = 0,5$ до 2 — большой разброс η с максимумом в дальней области для $M = 1,5$, что подтверждает низкое растекание центральной струи для этого режима. Максимальную эффективность в ближней области показывает режим с расходом $M = 3,5$.

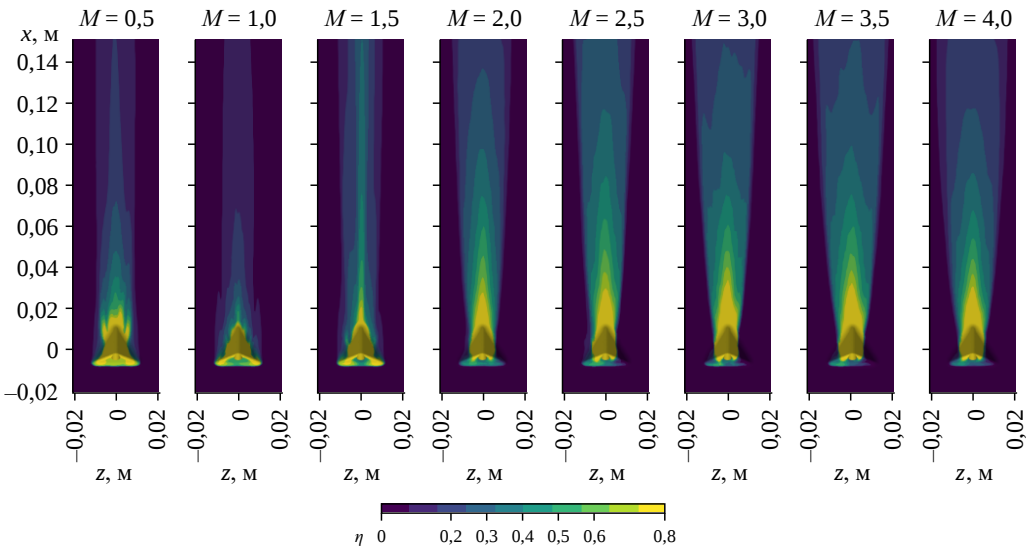


Рис. 10. Распределение эффективности η при различных параметрах вдува M .

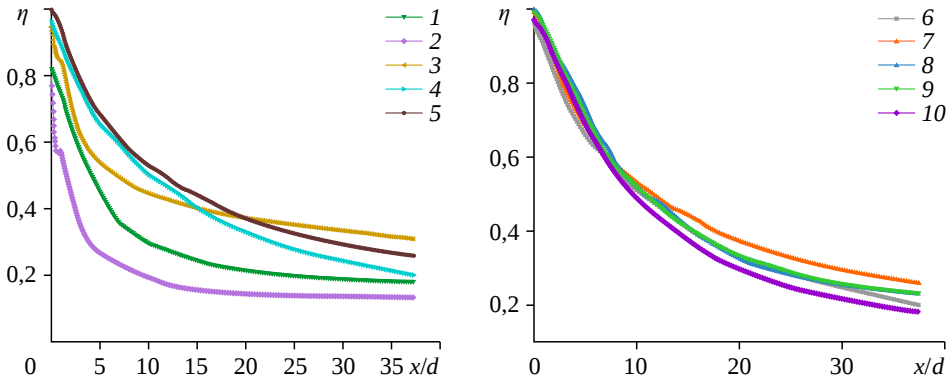


Рис. 11. Локальная тепловая эффективность η в центральном сечении расчетной области.
 $M = 0,5$ (1), 1,0 (2), 1,5 (3), 2,0 (4), 2,5 (5), 3,0 (6), 3,5 (9), 4,0 (10).

На рис. 12 приведены поперечные профили тепловой эффективности для разных продольных координат x/d . Видно, что для режимов с $M < 2$ на удалении от сопла

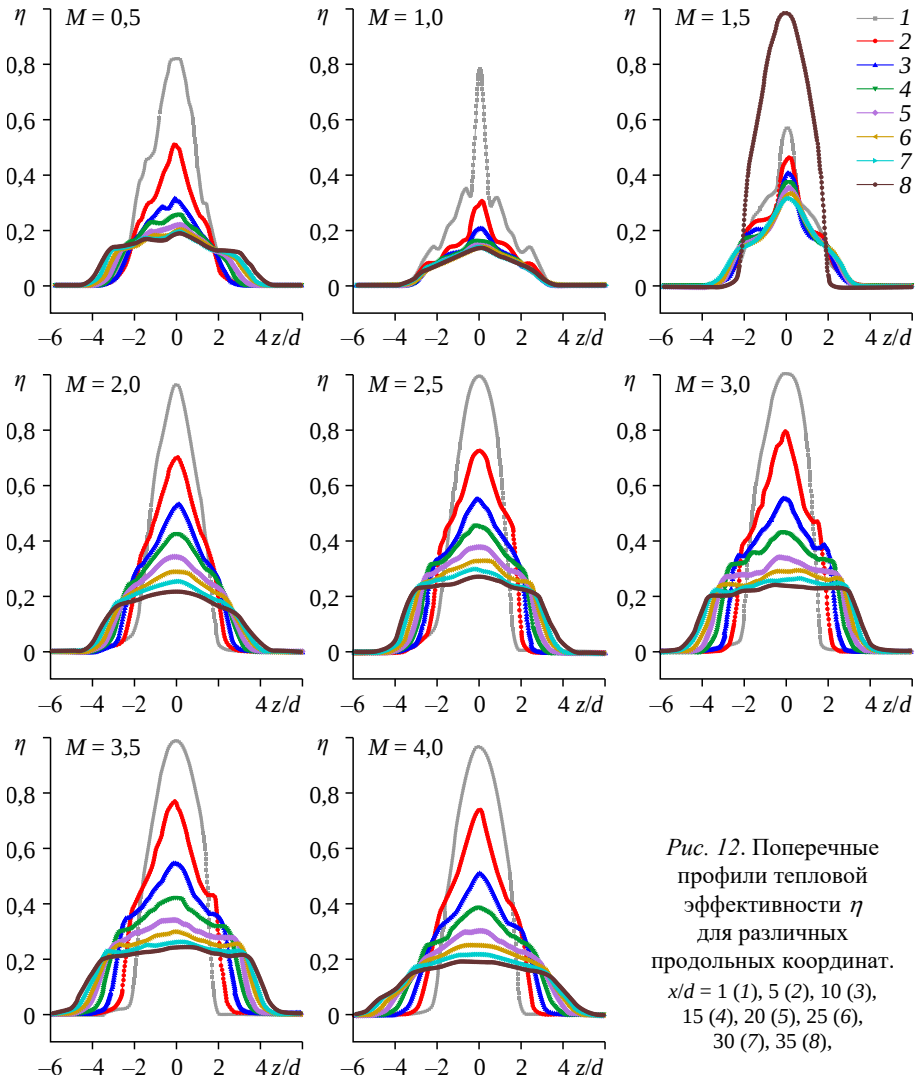


Рис. 12. Поперечные профили тепловой эффективности η для различных продольных координат.
 $x/d = 1$ (1), 5 (2), 10 (3), 15 (4), 20 (5), 25 (6), 30 (7), 35 (8),

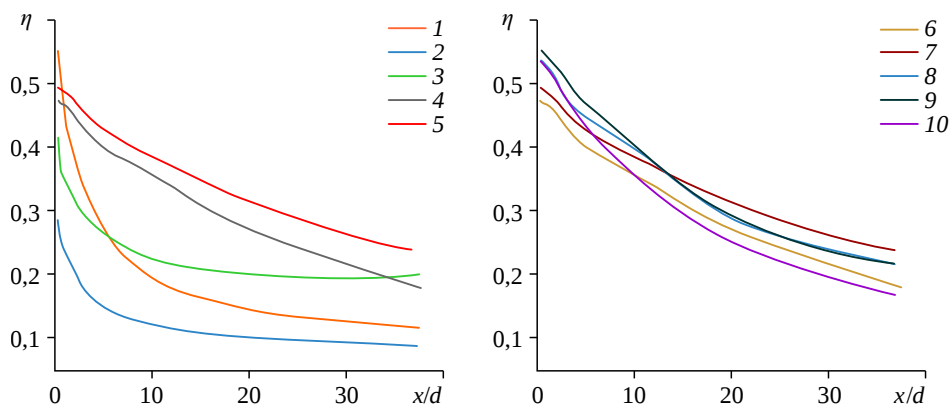


Рис. 13. Тепловая эффективность η с осреднением по ширине $z/d = 8$.
 $M = 0,5$ (1), $1,0$ (2), $1,5$ (3), $2,0$ (4), $2,5$ (5), $2,5$ (5), $3,0$ (8), $3,5$ (9), $4,0$ (10).

поперечные профили η имеют неравномерную, диффузную форму, но с увеличением расхода до $M = 3$ значение η становится практически постоянным внутри струи на удалении от сопла, это говорит о равномерности теплозащиты, создаваемой данной конфигурацией. При дальнейшем увеличении расхода охладителя ($M = 4$, см. рис. 12) видно, что профили η начинают сильнее расширяться в поперечном направлении, но приобретают вновь диффузный характер без выраженных границ струи.

По распределению эффективности на теплонагруженной поверхности можно сделать вывод, что при росте параметра вдува в этой конфигурации увеличивается площадь поверхности, которая покрывается охладителем. В первую очередь это связано с общим увеличением расхода охладителя, а также с распространением инжектируемого потока в направлении, поперечном потоку.

На рис. 13 приведены графики тепловой эффективности, осредненной по поперечному направлению, с шириной осреднения $z/d = 8$ (32 мм). Можно видеть, что режим $M = 3,5$ дает максимальную эффективность вблизи сопла, а $M = 2,5$ — максимальную эффективность в дальней области. Здесь эти два режима отличаются от соседних, вероятно, из-за наличия резонансных эффектов при вихреобразовании либо из-за наличия субгармоник основных мод.

Таким образом, предложенная конфигурация тепловой завесы имеет ряд нелинейных эффектов и обладает различными свойствами в зависимости от соотношения между скоростью основного потока и охладителя. Можно отметить различные свойства режимов. Режим $M = 0,5$ создает тонкую пленку, толщиной меньше диаметра входного сопла, с хорошим растеканием струи в поперечном направлении. Данный режим обеспечивает эффективную теплозащиту в ближней области струи. Режим $M = 1$ создает интенсивное перемешивание основного и спутного потоков, что может быть использовано при необходимости обеспечить теплообмен между ними (например, активное газокпельное охлаждение). Режим $M = 1,5$ создает устойчивую тонкую пристенную струю, переносящую охладитель на большое расстояние в продольном направлении, с малым растеканием. Режимы $M = 2-4$ создают эффективную пленку охладителя с шириной порядка ширины каверны, распространяющуюся на большие расстояния. Ширина пленки зависит от расхода охладителя, тогда как продольный профиль температуры практически не меняется. Указанные значения числа вдува можно использовать, когда в установке необходимо обеспечить переменное охлаждение в зависимости от режима работы.

Заключение

Было исследовано новое сопло подачи охладителя для генерации тепловой завесы в широком диапазоне параметров вдува. Сопло представляет собой треугольную каверну с уступом и круглым входным сечением для охладителя. В процессе работы внутри каверны генерируются когерентные вихревые структуры, которые существенно влияют на формирование пленки охладителя. При различных параметрах вдува система может как генерировать тонкую пленку охладителя вблизи стенки, так и приводить к интенсивному перемешиванию спутного и основного потоков. Меняя параметры вдува, можно управлять положением места максимальной тепловой эффективности и шириной пристенной струи. Система хорошо работает при высоких параметрах вдува, что может быть полезно в тех случаях, когда необходимо минимизировать количество консольных отверстий и каналов подвода охладителя. Замечен ряд нелинейных эффектов, таких как улучшение тепловой эффективности в определенных режимах работы ($M = 2,5$ и $3,5$), что может быть связано с резонансными процессами при вихреобразовании. Наличие фиксированных частот схода вихрей делает возможным проектирование систем с управляющим воздействием на завесу на данных частотах. Этот вопрос требует дополнительного исследования.

Список литературы

1. Иноземцев А.А., Сандрацкий В.Л. Газотурбинные двигатели. Пермь: ОАО «Авиадвигатель», 2006. 204 с.
2. Кулагин В.В., Кузьмичев В.С. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок. М.: Инновационное машиностроение, 2018. 336 с.
3. Zhang Z., Wang X., Yan Y. A review of the state-of-the-art in electronic cooling // *e-Prime-Advances in Electrical Engineering, Electronics and Energy*. 2021. Vol. 1, No. 100009. 26 p.
4. Jubran B.A., Al-Salaymeh A.S. Heat transfer enhancement in electronic modules using ribs and “film-cooling-like” techniques // *Intern. J. Heat and Fluid Flow*. 1996. Vol. 17, No. 2. P. 148–154.
5. Барсуков А.В., Терехов В.В., Терехов В.И. Влияние пассивного возмущения на структуру течения и теплообмен в отрывной области за обратной ступенькой // *Теплофизика высоких температур*. 2021. Т. 59, № 1. С. 126–132.
6. Пахомов М.А., Терехов В.И., Халатов А.А., Борисов И.И. Тепловая эффективность пристенной газовой завесы при ее вдуве через круглые отверстия в траншее // *Теплофизика и аэромеханика*. 2015. Т. 22, № 3. С. 343–352.
7. Пахомов М.А., Терехов В.В., Филиппов М.В., Чохар И.А., Шаров К.А., Терехов В.И. Структура течения в пристенной газовой завесе при ее вдуве через круглые отверстия, расположенные в поперечной траншее // *Теплофизика и аэромеханика*. 2021. Т. 28, № 3. С. 331–341.
8. Буалем Х., Борджан М., Бурдам М., Грине М., Аззи А. Численное исследование влияния V-образной траншеи на эффективность пленочного охлаждения // *Теплофизика и аэромеханика*. 2023. Т. 30, № 2. С. 321–332.
9. Li H.L., Chiang H.W.D., Hsu C.N. Jet impingement and forced convection cooling experimental study in rotating turbine blades // *Intern. J. Turbo & Jet-Engines*. 2011. Vol. 28, No. 2. 2011. P. 147–158.
10. Zhou W., Hu H. Improvements of film cooling effectiveness by using Barchan dune shaped ramps // *Intern. J. Heat and Mass Transfer*. 2016. Vol. 103. P. 443–456.
11. Schneider D., Stark R., Génin C., Oswald M., Kostyrkin K. Active control of dual-bell nozzle operation mode transition by film cooling and mixture ratio variation // *J. Propulsion and Power*. 2020. Vol. 36, No. 1. P. 47–58.
12. Топунов А.М. Управление потоком в тепловых турбинах. Л.: Машиностроение, 1979. 151 с.
13. Халатов А.А., Борисов И.И., Дашевский Ю.Я., Панченко Н.А., Коваленко А.С. Пленочное охлаждение плоской поверхности системой парных отверстий: влияние турбулентности и ускорения потока // *Теплофизика и аэромеханика*. 2014. Т. 21, № 5. С. 571–578.
14. Kumar S., Singh O. Thermodynamic evaluation of gas/steam combined cycle performance with active controlled film cooling // *Distributed Generation & Alternative Energy J*. 2014. Vol. 29, No 1. P. 49–60.
15. Audier P., Fénot M., Bénard N., Moreau E. Film cooling effectiveness enhancement using surface dielectric barrier discharge plasma actuator // *Intern. J. Heat and Fluid Flow*. 2016. Vol. 62. P. 247–257.

16. Li G., Zhang H., Yan W. Control of the coherent structure dynamics of a film cooling flow by plasma aerodynamic actuation // Intern. J. Heat and Mass Transfer. 2019. Vol. 137. P. 434–445.
17. Нестеренко В.Г., Матушкин А.А. Конструктивные методы совершенствования системы пленочного охлаждения рабочих лопаток турбин ВРД // Тр. МАИ. 2010, № 39. С. 1–19.
18. Huda Z. Energy-efficient gas-turbine blade-material technology — A review // Materials and Technol. 2017. Vol. 51, No. 3. P. 355–361.
19. Harada H. High temperature materials for gas turbines: the present and future // Proceedings of the International Gas Turbine Congress. Tokyo, 2003. P. 1–9.
20. Rouina S., Ravelli S., Barigozzi G. Combined experimental and CFD investigation of flat plate film cooling through fan shaped holes // Intern. J. Turbomachinery, Propulsion and Power. 2019. Vol. 4, No. 7. P. 1–13.
21. Халатов А.А., Ван Д., Доник Т.В. Пленочное охлаждение за двумя рядами траншей на плоской поверхности // Теплофизика и аэромеханика. 2020. Т. 27, № 4. С. 545–554.
22. Al-Zurfi N., Nasser A. LES of rotating film-cooling performance in a 1-1/2 turbine stage // Propulsion and Power Research. 2019. Vol. 8, No. 2. P. 85–107.
23. Zhao M., Bian Y., Xu J., Ye T. Large eddy simulation of film cooling with different upstream obstacles // Intern. J. Thermal Sciences. 2021. Vol. 161, No. 106722. P. 1–13.
24. Wang K., Ao Y., Zhao K., Zhou T., Li F. Improving film cooling efficiency with lobe-shaped cooling holes: an investigation with large-eddy simulation // Appl. Sciences. 2023. Vol. 13, No. 4618. P. 1–15.
25. Sun Q., Shi Z., Zhang W., Chen S., Chen J. Vortex evolution near the Coanda surface of a circulation control airfoil with pulsed actuation // AIP Advances. 2022. Vol. 12, No. 125001. P. 1–6.
26. Weller H.G., Tabor G., Jasak H., Fureby C. A tensorial approach to computational continuum mechanics using object-oriented techniques // Computers in Physics. 1998. Vol. 12, No. 6. P. 620–631.
27. Ducros F., Nicoud F., Poinot T. Wall-adapting local eddy-viscosity models for simulations in complex geometries // Numerical Methods for Fluid Dynamics VI. 1998. Vol. 12. P. 293–299.
28. Kozulin N.N., Hrebtov M.Y. Numerical investigation of the effect of coherent structures on adiabatic film cooling effectiveness of a flat plate // J. Physics: Conf. Series. 2020. Vol. 1677, No. 012016. P. 1–6.
29. Hossain M.A. Sweeping jet film cooling. Athens: The Ohio State University, 2020. 153 p.

*Статья поступила в редакцию 27 мая 2024 г.,
принята к публикации 18 апреля 2025 г.*