DOI: 10.15593/2224-9982/2015.41.05

УДК 629.735.03–133

В.П. Матюнин

Пермский национальный исследовательский
политехнический университет, Пермь, Россия

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТУРБУЛЕНТНОСТИ НА РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ КОНФУЗОРНЫХ ТЕЧЕНИЙ В ТУРБОМАШИНАХ

Турбомашины авиационных газотурбинных двигателей работают в широком диапазоне режимов. При изменении режима работы в проточной части изменяются значения числа Рейнольдса и параметров турбулентности. Совместное влияние этих режимных параметров приводит к изменению потерь при обтекании лопаточных решеток. Кроме прямого независимого влияния на потери эти параметры оказывают влияние друг на друга. Это усложняет анализ их независимого воздействия на структуру течения. В статье рассмотрены вопросы численного исследования комплексного воздействия режимных параметров на конфузорное течение. Дано обоснование применяемой математической модели задачи обтекания и объекта исследования с точки зрения адекватности и достоверности. Рассчитанные количественные характеристики профильных потерь свидетельствуют о наличии критических значений режимных параметров. Результат численного исследования соответствует известным критическому и автомодельному значениям числа Рейнольдса. Выявлено существование, по крайней мере в пределах вычислительного эксперимента, критического значения уровня турбулентности. Критическое значение уровня турбулентности Tu зависит от числа Рейнольдса Re и относительной скорости диссипации ω . В диапазоне $Re = 2,09 \cdot 10^5 \dots 1,17 \cdot 10^6$ и $\omega = 0,04 \dots 0,1$ критический уровень турбулентности меняется в широком диапазоне от 0,03 до 0,08. Это значение уменьшается при увеличении числа Рейнольдса и при уменьшении относительной скорости диссипации турбулентной энергии. Предложен и обоснован комплексный параметр Mt режима турбулентности, оценивающий совместное влияние числа Рейнольдса, уровня турбулентности и скорости диссипации турбулентной энергии на профильные потери в конфузорных решетках турбомашин. Показано существование постоянного критического значения параметра режима турбулентности $Mt_{кр} \approx 1,5 \cdot 10^5$. Докритическая область $Mt < Mt_{кр}$ для профильных потерь является автомодельной.

Ключевые слова: турбомашины, турбулентность, потери энергии, численные исследования, режим турбулентности, область автомодельности.

V.P. Matyunin

Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation

THE INFLUENCE OF TURBULENCE PARAMETERS ON THE RESULTS OF NUMERICAL RESEARCH OF THE CONVERGENT FLOWS IN TURBOMACHINES

Turbomachines aircraft gas-turbine engines operate in a wide range of modes. When the operation mode is changed in the flowing tract changes the values of the Reynolds number and turbulence parameters. The joint effect of these operating parameters leads to a change in losses in the flow blade

grates. In addition to direct independent influence on the loss these parameters have a mutual influence on each other. This complicates the analysis of their independent impact on the flow structure. Considered questions of numerical research of complex influence of operating parameters on convergent flows. The substantiation of the applied mathematical model of task flow and object of analysis in terms of the adequacy and reliability. Calculated quantitative characteristics of the profile losses indicate the presence of critical values of operating parameters. The result of numerical analysis corresponds to a known critical and self-similar values of Reynolds number. Revealed the existence of, at least, within the computational experiment, the critical value of the level of turbulence. The critical value of the level of turbulence Tu depends on the Reynolds number Re and the relative speed dissipation ω . In area $Re = 2,09 \cdot 10^5 \dots 1,17 \cdot 10^6$ the critical level of turbulence varies in a wide range from 0.03 to 0.08. This value decreases with increase in Reynolds number and by decrease of the relative speed of the turbulent energy dissipation. Proposed the complex parameter Mt mode turbulence, assessing the combined influence of the Reynolds number, turbulence intensity and speed of the turbulent energy dissipation on profile losses in converging grates of turbomachines. Proved the existence of a constant critical value of the parameter mode of turbulence $Mt_{kr} \approx 1,5 \cdot 10^5$. Subcritical area $Mt < Mt_{kr}$ for profile loss is self-similar.

Keywords: turbomachines, turbulence, energy losses in turbomachines, numerical analysis, mode turbulence, area of self-similarity.

Введение

Проектирование современных авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) и их узлов в условиях временной и технической конкуренции сопряжено с широким применением вычислительных средств. Сокращения сроков проектирования и доводки изделий, снижения затрат добиваются заменой натурных экспериментов, значимость и важность которых от этого не убывает, численными исследованиями газодинамических процессов [1]. Кроме численного исследования стационарных режимов работы узлов ГТД, всё более актуальным становится изучение нестационарных процессов [2, 3]. В первую очередь имеются в виду процессы турбулентного обтекания элементов и деталей узлов ГТД вязким рабочим телом и нестационарное взаимодействие отдельных элементов в проточной части. Если нестационарное взаимодействие поддается численному решению с получением закономерностей изменения параметров потока во времени, то турбулентное обтекание может быть определено только с применением тех или иных моделей турбулентности.

Для решения задач газовой динамики используется несколько различающихся численных методов: конечных элементов, контрольных объемов, схемы Годунова (в частности, повышенной точности [4]) и др. Всё большую популярность приобретает метод крупных частиц [1, 5].

Независимо от численного метода и применяемых разностных схем для аппроксимации дифференциальных уравнений в частных производных для замыкания системы уравнений, описывающих турбу-

лентное течение, необходимы модели турбулентности, например [6–8]. Одной из часто применяемых моделей является k – ε -модель, описывающая кинетическую энергию турбулентных пульсаций и диссипацию этой турбулентной энергии. Данный подход аналогичен рассмотрению кинетической энергии ламинарных или квазистационарных турбулентных течений и ее диссипации при совершении работы по преодолению гидросопротивлений.

Практика расчетов показывает, что от выбора численного метода и его реализации, применяемой модели турбулентности, от задаваемых значений параметров турбулентности зависит конечный результат и его достоверность относительно результатов контрольных физических экспериментов. Существует практика подбора настроечных коэффициентов разностных схем для совпадения результатов численного исследования с экспериментальными данными. В дальнейшем расчеты ведутся при однажды подобранных значениях коэффициентов и параметров разностных схем. Однако изменение исходных данных в решаемых задачах значения не гарантирует адекватности расчетных значений реальным физическим параметрам течений, поэтому для более осознанного отношения к результатам численных исследований актуально представлять влияние ряда параметров, в частности задаваемых параметров турбулентности, на возможный диапазон решения.

Задачи исследования

Для оценки рассеяния энергии турбулентных вихрей в работе [6] описана величина

$$\varepsilon_S = \nu \overline{\frac{\partial u'_k}{\partial x_j} \frac{\partial u'_k}{\partial x_j}},$$

которую называют изотропной диссипацией турбулентности или псевдодиссипацией. Часто вместо ε_S вводят в рассмотрение функцию, которую называют истинной диссипацией или скоростью диссипации турбулентной энергии:

$$\varepsilon = \frac{\nu}{2} \overline{\left(\frac{\partial u'_k}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_k} \right)^2} \approx \varepsilon_S + \frac{\partial}{\partial x_j} \nu \frac{\partial}{\partial x_k} \overline{u'_j u'_k}.$$

В данной статье для сохранения аналогии с математическим описанием диссипации кинетической энергии осредненного потока вследствие работы молекулярных вязких сил предлагается использовать связь $\varepsilon = \nu \Phi(C')$, где $\Phi(C')$ – диссипативная функция [9], выраженная через осредненную пульсационную составляющую мгновенной скорости турбулентного движения:

$$\begin{aligned} \Phi(C') = & 2 \left[\left(\frac{\partial u'_x}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u'_y}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u'_z}{\partial z} \right)^2 \right] + \\ & + \left(\frac{\partial u'_x}{\partial y} + \frac{\partial u'_y}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u'_y}{\partial z} + \frac{\partial u'_z}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u'_z}{\partial x} + \frac{\partial u'_x}{\partial z} \right)^2 - \\ & - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u'_x}{\partial x} + \frac{\partial u'_y}{\partial y} + \frac{\partial u'_z}{\partial z} \right)^2. \end{aligned} \quad (1)$$

При получении данной диссипативной функции представление скорости $\mathbf{C} = u_x \mathbf{i} + u_y \mathbf{j} + u_z \mathbf{k}$ и ее мгновенного значения как суммы скоростей осредненного и пульсационного течения $C = \bar{C} + C'$ применено в диссипативной функции молекулярной вязкости (ламинарный режим течения), работа которой имеет составной частью работу тепловыделения. При таком представлении скорости диссипативная функция от мгновенных скоростей в турбулентном режиме течения распадается на обычную молекулярную диссипативную функцию $\Phi(C)$ квазистационарного течения, диссипативную функцию (1) и неучтенную в (1) составляющую, задающую корреляцию диссипативных процессов молекулярного и турбулентного сопротивления:

$$\varepsilon_k = 2\nu \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_j} \cdot \frac{\partial u'_k}{\partial x_j} = \nu \left[\frac{\partial (\bar{u}_k + u'_k)}{\partial x_j} \right]^2 - \nu \left(\frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_j} \right)^2 - \nu \left(\frac{\partial u'_k}{\partial x_j} \right)^2. \quad (2)$$

При увеличении уровня турбулентности (числа Кармана) Tu инерционные силы турбулентных пульсаций возрастают. В связи с этим должно отмечаться увеличение уровня гидрогазодинамических потерь в межлопаточных каналах турбин ГТД. Противодействует росту потерь скорость диссипации турбулентной энергии ε . Изменение

соотношения между уровнем турбулентности и диссипации турбулентной энергии должно приводить к изменению расчетного уровня потерь в решетках турбин.

В общем случае на величину потерь в решетках турбомашин влияют различные факторы [9–11]. Основные из них: режим работы турбины – параметр Парсонса; режим течения – угол атаки (изменяется вместе с параметром Парсонса при изменении частоты вращения ротора), изэнтропическая скорость истечения из решетки, уровень турбулентности набегающего потока, число Рейнольдса; конструктивные и геометрические параметры. В рамках данной работы поставлена задача оценить совместное воздействие параметров режима течения при постоянных скорости истечения и угле атаки. Еще одной задачей является установление значимости корреляционной составляющей (2) диссипации кинетической энергии осредненного потока и диссипации кинетической энергии турбулентных пульсаций.

Поскольку один из основных параметров турбулентности – уровень $Tи$ является безразмерным, то для решения задач полезно представить все определяющие величины в безразмерном виде. Это позволит упростить поиск критериального комплекса, описывающего совместное воздействие рассматриваемых параметров: уровня турбулентности, скорости диссипации турбулентной энергии, корреляционной с параметрами осредненного течения составляющей.

Объект моделирования

Объектом моделирования выбрано течение в конфузорной турбинной решетке [12] профилей В10. Профили и образованная ими плоская решетка на примере одного межлопаточного канала показаны на рис. 1.

Геометрические параметры профиля:

- конструктивный угол на входе $\beta_{1к} = 90^\circ$;
- конструктивный угол на выходе $\beta_{2к} = 19,45^\circ$;
- геометрическая хорда профиля $b = 67,5$ мм;
- относительная толщина профиля $C_{\max}/b = 0,211$;
- относительная толщина входной кромки $d_1/b = 0,133$;
- отношение толщины выходной кромки к ширине минимального сечения межлопаточного канала $d_2/a_2 = 0,097$.

Рис. 1. Решетка профилей B10

Параметры решетки профилей:

- ширина решетки $s = 43,78$ мм;
- ширина минимального сечения межлопаточного канала $a_2 = 15,63$ мм;
- шаг решетки $t = 46,6$ мм;
- относительный шаг решетки $t/b = 0,6904$;
- угол установки профиля $\gamma = 41,62^\circ$ по геометрической хорде (см. рис. 1) ($40,35^\circ$ по аэродинамической хорде).

Для выбранной решетки известны аэродинамические характеристики, полученные экспериментальным способом [12]. Это позволяет оценить адекватность и достоверность результатов численного исследования. Форма всех представленных в работе [12] профилей задана таблицами координат. Это исключает возможные проблемы с разным толкованием подходов к построению обводов профиля при подготовке расчетной задачи. К сожалению, подобные проблемы имеют место при использовании данных экспериментальных продувок плоских пакетов компрессорных лопаток [13]. Это явилось одной из причин предпочтения выбора конфузорных решеток, составленных из профилей B10.

Организация и средства проведения численного исследования

Средства проведения исследования. Для проведения численного эксперимента необходимо выполнить большой объем вычислительной работы при разных сочетаниях параметров турбулентности, что предъ-

являет жесткие требования к применяемым методам расчета и программным средствам по времени выполнения расчетов. Кроме того, необходимо, чтобы выбранный метод использовал задание параметров турбулентности в безразмерном виде. Этим требованиям отвечает численный метод, основанный на неявной монотонной схеме Годунова 2-го порядка точности [4]. Имеющееся в ОАО «Авиадвигатель» программное обеспечение для этого метода позволяет осуществлять расчет одного режима обтекания плоской решетки в течение 20–40 мин. Задача решается в рамках двумерных уравнений Навье – Стокса, замкнутых двухпараметрической ($q-\omega$) моделью турбулентности. Стационарное решение находится методом установления по времени. Для расчета используется составная сетка типа О–Н.

Уровень турбулентных пульсаций Ti и параметр ω задаются только на входной границе. Внутри расчетной области их изменение определяется математической моделью турбулентности, содержащей в качестве определяющих величин числа Рейнольдса Re и Прандтля P_r . Критерий Прандтля в модели турбулентности имеет фиксированные значения. Значения критерия Рейнольдса внутри расчетной области зависят от скорости потока. Поле скоростей, в свою очередь, определяется начальным значением числа Re и углом атаки i , определяющим совместно с числом Re структуру течения внутри расчетной области.

Оценка адекватности и достоверности. Для оценки адекватности и достоверности применяемого программного обеспечения выполнен ряд расчетов. В частности, при выполнении другой работы были проведены расчеты обтекания диффузорных решеток из профилей А30 [13]. Результаты этих расчетов в сравнении с экспериментальными данными представлены на рис. 2. В целом на близких к нулю углах атаки и небольших скоростях набегающего потока принципиального расхождения расчетных и экспериментальных данных нет. Однако разные трактовки построения контура вогнутой и выпуклой сторон профиля вокруг его средней линии при числе M набегающего потока, равном 0,8, дают 50-процентный разброс значения потерь (рис. 2) относительно их экспериментального уровня.

Кроме того, для так называемого экспериментального профиля показано, что увеличение уровня турбулентности Ti с 0,05 до 0,08 приводит к увеличению потерь полного давления примерно с 0,0295 до 0,0375, т.е. примерно на 30 %. При проведении этих работ было

подтверждено влияние числа Рейнольдса на результаты расчетов. Эти и другие неопубликованные результаты численного исследования течения в двумерных плоских компрессорных решетках, в частности, явились одной из причин появления другой работы, результаты которой публикуются в настоящей статье.

Рис. 2. Зависимость расчетного уровня потерь в компрессорной решетке от угла атаки и скорости набегающего потока

Для конфузорных решеток, составленных из профилей с однозначно заданной по данным [12] геометрией выпуклой и вогнутой поверхностей, начальной стадией работы по исследованию влияния параметров турбулентности на характеристики обтекания также является независимая от исследования диффузорных решеток оценка адекватности и достоверности применяемого метода и программного обеспечения.

Тестовые расчеты для изоэнтропной скорости истечения $\lambda_{2s} = 0,8$ показали приемлемую точность определения уровня потерь. Расчетное значение коэффициента профильных потерь кинетической

энергии $\xi_{\text{расч}} = 0,0303$ почти точно соответствует полученному при проведении продувок значению $\xi_{\text{эксп}} \approx 0,03$. При скорости $\lambda_{2S} = 0,89$ коэффициенты потерь имеют значения $\xi_{\text{расч}} = 0,0306$ и $\xi_{\text{эксп}} \approx 0,025$. Но указанная экспериментальная точка примерно на величину 0,005 расположена ниже кривой, определенной остальными экспериментальными точками.

Экспериментальное и расчетное распределение скорости по обводам выпуклой поверхности (так называемой «спинке») показано на рис. 3 слева. Такие же распределения по вогнутой поверхности (так называемому «корыту») на рис. 3 показано справа. Кривые распределения по «корыту» практически совпадают. Распределения скорости по «спинке» хотя и имеют некоторое расхождение, но в целом также соответствуют друг другу.

Программа исследования. Численное исследование зависимости коэффициента потерь кинетической энергии от уровня турбулентности проведено при изэнтропной скорости истечения из решетки $\lambda_{2S} = 0,89$. При этом для фиксированной относительной скорости диссипации турбулентной энергии $\omega = 0,1$ числа Рейнольдса имели значения от близкого к выходу из области автомодельности $2,09 \cdot 10^5$ до рабочих в области автомодельности $9,71 \cdot 10^5$ и $1,17 \cdot 10^6$.

Рис. 3. Распределение приведенной скорости на профиле по обводам выпуклой и вогнутой поверхностей профиля B10: — эксперимент; — — — расчет

Кроме того, при фиксированном числе Рейнольдса $Re = 1,17 \cdot 10^6$ проверено влияние уменьшения ω с 0,1 до 0,06. Также проверено обтекание при уменьшенном автомоделном значении числа Рейнольдса $Re = 4,21 \cdot 10^5$ и уменьшенной диссипации турбулентной энергии $\omega = 0,04$. Значения чисел Рейнольдса рассчитаны по параметрам торможения на входе в расчетную область, геометрической хорде профиля и заданной изозэнтропной скорости истечения.

Результаты численного исследования

Основные результаты проведенных вычислительных работ представлены на рис. 4. При расчетах режима $Re = 2,09 \cdot 10^5$ и $\omega = 0,1$ максимальное значение уровня турбулентности составило 0,3 (на рис. 4 показан участок кривой только до $Tu = 0,14$). Это не соответствует реальным физическим процессам, но позволяет проверить наличие особенностей, имеющих место при других режимах течения:

1. Интенсивность турбулентности Tu и относительная скорость диссипации ω по-разному влияют на уровень потерь при обтекании тел. Так, при $Re = 1,17 \cdot 10^6$ увеличение ω с 0,06 до 0,1 приводит к более позднему по параметру Tu появлению участка интенсивного нарастания потерь. Полученный результат не противоречит физическому смыслу этих параметров турбулентности. Увеличение параметра Tu повышает поперечный турбулентный перенос количества движения и, соответственно, турбулентную вязкость. Увеличение диссипативного параметра, наоборот, уменьшает работу турбулентных пульсаций. С этой точки зрения полученные результаты вполне адекватны. Противоречащий этому, на первый взгляд, результат при уменьшенном до 0,04 параметре ω может быть объяснен влиянием почти трехкратно уменьшенного числа Re (с $1,17 \cdot 10^6$ до $4,21 \cdot 10^5$).

2. На всех режимах течения наблюдается некое критическое значение уровня турбулентности Tu , при достижении которого начинается интенсивное увеличение потерь кинетической энергии с тенденцией выхода к неуставленному в исследовании пределу. Это может быть объяснено совместным влиянием начального уровня турбулентности и общего характера течения. Ускорение потока в межлопаточном канале препятствует развитию турбулентности как в ядре потока, так и в пограничном слое. Вызванное значительным ускорением потока, его стремление к реламинаризации подавляет начальную турбулент-

ность потока, не позволяя возрастать потерям. При достижении критического уровня начальной турбулентности инерционные силы турбулентных пульсаций по сравнению с инерционными силами осредненного движения становятся слишком велики. В результате осуществляется резкая турбулизация всего потока в межлопаточном канале, что вызывает почти внезапное увеличение потерь кинетической энергии.

Рис. 4. Изменение расчетного коэффициента потерь кинетической энергии в конфузорной решетке

3. Увеличение числа Рейнольдса оказывает двоякое противоположное влияние на коэффициент потерь энергии. С одной стороны, при его увеличении в области докритических значений Ti уровень гидрогазодинамических потерь уменьшается. Причем при небольших числах Re , близких к выходу из области автомодельности, интенсивность снижения потерь достаточно велика. Так, при увеличении числа Re вдвое, с $2,09 \cdot 10^5$ до $4,21 \cdot 10^5$, коэффициент потерь уменьшается с 0,0382 до 0,0339 (на 14 % относительно минимального значения 0,0306 или $\partial \xi / \partial Re \approx -2 \cdot 10^{-8}$). При увеличении числа Re втрое, с $4,21 \cdot 10^5$ до $1,17 \cdot 10^6$, коэффициент потерь уменьшается с 0,0339 до 0,0306 (на 11 % или $\partial \xi / \partial Re \approx -0,44 \cdot 10^{-8}$). Это полностью соответствует известным закономерностям, что совместно с п. 1 дополнительно подтверждает адекватность полученных результатов.

С другой стороны, при одной и той же относительной скорости диссипации $\omega = 0,1$ увеличение числа Re приводит к более ранней по уровню турбулентности интенсификации потерь кинетической энергии: при $Re = 2,09 \cdot 10^5$ критический уровень турбулентности $Tu_{кр} \approx 0,25 \dots 0,3$; при $Re = 9,71 \cdot 10^5 - Tu_{кр} \approx 0,055$; при $Re = 1,17 \cdot 10^6 - Tu_{кр} \approx 0,044$. Данное обстоятельство может быть объяснено тем, что инерционные силы осредненного движения определяют и уровень инерционных сил турбулентных пульсаций, так как с увеличением скорости осредненного течения при заданном уровне турбулентности увеличиваются, и пульсационные составляющие. Иначе говоря, существует корреляция между инерционными силами в осредненном и пульсационном движениях. Выше была отмечена аналогичная корреляция (2) по вязкостным силам и диссипативным процессам.

Режим турбулентности. В связи с описанными выше основными результатами исследования возникает необходимость ввести комплексную оценку условий существования турбулентного течения (режим стабилизированного течения, автомодельного по уровню турбулентности, и режим развития турбулентности и, соответственно, потерь энергии в конфузорной решетке профилей).

В математической модели плоского вязкого течения использованы осредненные уравнения Навье – Стокса и q - ω -модель турбулентности. В данной модели турбулентности q – параметр, определяемый кинетической энергией турбулентности k , $q = \sqrt{k}$, где кинетическая энергия турбулентности может быть выражена через начальный уровень турбулентных пульсаций $Tu_\infty = \frac{\sqrt{(C'_\infty)^2}}{C_\infty}$, определенный на вход-

ной границе расчетной области в зоне невозмущенного исследуемой конфузорной решеткой потока:

$$k_\infty = \frac{(C'_\infty)^2}{2} = Tu_\infty^2 \frac{C_\infty^2}{2}. \quad (3)$$

Параметр ω определяет соотношение скорости диссипации и кинетической энергии турбулентности

$$\omega_\infty = \varepsilon_\infty / k_\infty \text{ или с учетом (3) } \omega_\infty = 2 \frac{\varepsilon_\infty}{Tu_\infty^2 C_\infty^2}. \quad (4)$$

Для оценки совместного влияния параметров модели турбулентности на потери в исследуемой области течения необходима комплексная величина. Получить ее можно из выражения (4). Возможны два варианта такого комплекса:

$$\text{либо комплекс} \quad Tu_{\infty} \sqrt{\omega_{\infty}} = \frac{\sqrt{2\varepsilon_{\infty}}}{C_{\infty}}; \quad (5)$$

$$\text{либо комплекс} \quad \frac{Tu_{\infty}}{\sqrt{\omega_{\infty}}} = \frac{\sqrt{2\varepsilon_{\infty}}}{\omega_{\infty} C_{\infty}} = \frac{C_{\infty}}{\sqrt{2\varepsilon_{\infty}}} Tu_{\infty}^2. \quad (6)$$

Комплекс (6) представляется более предпочтительным, так как его по аналогии с числом Рейнольдса можно трактовать как соотношение инерционной и вязкостной составляющих пульсационного движения. Вводя аналогичную (2) корреляцию осредненного и пульсационного движения, комплекс (6) необходимо умножить на число Рейнольдса осредненного течения. В результате можно получить параметр, комплексно оценивающий режим турбулентности Mt (Mode of turbulence):

$$Mt = Re \frac{Tu_{\infty}}{\sqrt{\omega_{\infty}}}. \quad (7)$$

Результаты численного исследования течения вязкого теплопроводного газа в плоском конфузорном канале турбинной решетки (см. рис. 4), представленные как зависимость коэффициента профильных потерь кинетической энергии от параметра режима турбулентности, показаны на рис. 5. В связи с большим диапазоном изменения параметра Mt для построения шкалы оси абсцисс принят десятичный логарифм режима турбулентности.

Из представленных на рис. 5 результатов следует, что существует критическое значение параметра турбулентности $Mt_{кр} \approx 1,5 \cdot 10^5$ ($\lg Mt_{кр} \approx 5,175$). Отмечается наличие переходной зоны в диапазоне значений примерно $(1,26 \dots 1,78) \cdot 10^5$ ($\lg Mt \approx 5,1 \dots 5,25$). Характер изменения коэффициента профильных потерь в переходной области различен и определяется главным образом значением числа Рейнольдса.

Рис. 5. Зависимость расчетного значения профильных потерь в конфузорной решетке от параметра режима турбулентности

При докритических значениях параметра режима турбулентности $Mt < Mt_{кр}$ по величине профильных потерь наблюдается область автомодельности. В данной области значение профильных потерь, как следует из рис. 4, может несколько уменьшаться вследствие снижения уровня турбулентности Tu ниже определенного порога.

Заключение

1. Анализ полученных результатов показал их адекватность известным гидрогазодинамическим закономерностям ламинарного и турбулентного течений.

2. Достоверность результатов подтверждена количественным и качественным сравнением известных экспериментальных данных и результатов расчета течений, соответствующих экспериментальным режимам.

3. Выявлен сложный взаимосвязанный характер совместного влияния параметров турбулентности и числа Рейнольдса осредненного течения на профильные потери в конфузорных турбинных решетках.

4. Введен комплексный параметр Mt режима турбулентности, оценивающий условия стабильности или развития-затухания турбулентных пульсаций.

5. Выявлено существование критического значения параметра Mt режима турбулентности с областью автомодельности для профильных потерь при $Mt < Mt_{кр}$.

Библиографический список

1. Белоцерковский О.М. Численное моделирование в механике сплошных сред. – М.: Наука, 1984. – 520 с.
2. Августинович В.Г., Иноземцев А.А., Шмотин Ю.Н. Нестационарные явления в турбомашинах (численное моделирование и эксперимент) / Ин-т механики сплошных сред УрО РАН; Перм. гос. техн. ун-т. – Екатеринбург; Пермь, 1999. – 280 с.
3. Шмотин Ю.Н., Егоров М.Ю. Численное моделирование нестационарного течения в турбине ГТД // Турбины и компрессоры. – 1997. – № 3–4. – С. 7–11.
4. Иванов М.Я., Крупа В.Г., Нигматуллин Р.З. Неявная схема С.К. Годунова повышенной точности для интегрирования уравнений Навье – Стокса // Журнал вычислительной математики и математической физики. – 1989. – Т. 29, № 6. – С. 888–901.
5. Давыдов Ю.М. Расчет обтекания тел произвольной формы методом «крупных частиц» // Журнал вычислительной математики и математической физики. – 1971. – Т. 11, № 4. – С. 1056–1063.
6. Белов И.А., Исаев С.А. Моделирование турбулентных течений: учеб. пособие / Балт. гос. техн. ун-т. – СПб., 2001. – 108 с.
7. Фрик П.Г. Турбулентность: модели и подходы. Курс лекций: учеб. пособие / Перм. гос. техн. ун-т. – Пермь, 1998. – Ч. I. – 108 с.
8. Фрик П.Г. Турбулентность: модели и подходы. Курс лекций: учеб. пособие / Перм. гос. техн. ун-т. – Пермь, 1999. – Ч. II. – 136 с.
9. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. – 4-е изд. – М.: Наука, 1976. – 888 с.
10. Венедиктов В.Д. Газодинамика охлаждаемых турбин. М.: Машиностроение, 1990. – 240 с.
11. Копелев С.З. Основы проектирования турбин авиадвигателей. – М.: Машиностроение, 1988. – 328 с.
12. Атлас экспериментальных характеристик плоских турбинных решеток / В.Х. Абианц, В.Д. Венедиктов [и др.]; Центр. ин-т авиац. машиностроения. – М., 1976. – 189 с.

13. Бунимович А.И., Святогоров А.А. Аэродинамические характеристики плоских компрессорных решеток при большой дозвуковой скорости // Лопаточные машины и струйные аппараты: сб. ст. – М.: Машиностроение, 1967. – Вып. 2. – С. 5–35.

References

1. Belotserkovskiy O.M. Chislennoe modelirovanie v mekhanike sploshnykh sred [Numerical simulation in continuum mechanics]. Moscow: Nauka, 1984. 520 p.

2. Avgustinovich D.G., Inozemtsev A.A., Shmotin Yu.N. Nestatsionarnye yavleniya v turbomashinakh (chislennoe modelirovanie i eksperiment) [Unsteady phenomena in turbomachines (numerical simulation and experiment)]. Institut mekhaniki sploshnykh sred Uralskogo otdeleniya Rossiyskoy akademii nauk. Permskiy gosudarstvennyy tekhnicheskii universitet, 1999. 280 p.

3. Shmotin Yu.N., Egorov M.Yu. Chislennoe modelirovanie nestatsionarnogo techeniya v turbine GTD [Numerical simulation of unsteady flow in turbine GTE]. *Turbiny i kompressory*, 1997, no. 3-4, pp. 7-11.

4. Ivanov M.Ya., Krupa V.G., Nigmatullin R.Z. Neyavnaya skhema S.K. Godunova povyshennoy tochnosti dlya integrirovaniya uravneniy Navie-Stoksa [The implicit scheme of S.K. Godunov increased accuracy for the integration of the Navier-Stokes equations]. *Zhurnal vychislitel'noy matematiki i matematicheskoy fiziki*, 1989, vol. 29, no. 6, pp. 888-901.

5. Davydov Yu.M. Raschet obtekaniya tel proizvol'noy formy metodom "krupnykh chastits" [Calculation of flow around arbitrary shape bodies by "large particles" method] *Zhurnal vychislitel'noy matematiki i matematicheskoy fiziki*, 1971, vol. 11, no. 4, pp. 1056-1063.

6. Belov I.A., Isaev S.A. Modelirovanie turbulentnykh techeniy [Simulation of turbulent flows]. Saint Petersburg: Baltiyskiy gosudarstvennyy tekhnicheskii universitet, 2001. 108 p.

7. Frik P.G. Turbulentnost: modeli i podkhody. Kurs lektsiy [Turbulence: models and approaches. Lectures]. Permskiy gosudarstvennyy tekhnicheskii universitet. Part I, 1998. 108 p.

8. Frik P.G. Turbulentnost: modeli i podkhody. Kurs lektsiy [Turbulence: models and approaches. Lectures]. Permskiy gosudarstvennyy tekhnicheskii universitet. Part II, 1999. 136 p.

9. Abramovich G.N. Prikladnaya gazovaya dinamika [Applied gas dynamics]. Moscow: Nauka, 1976. 888 p.

10. Venediktov V.D. Gazodinamika okhlazhdaemykh turbin [Gas dynamics of cooled turbines]. Moscow: Mashinostroenie, 1990. 240 p.

11. Kopelev S.Z. Osnovy proektirovaniya turbin aviadvigateley [Principles of design of turbine engines]. Moscow: Mashinostroenie, 1988. 328 p.

12. Abiants V.Kh., Venediktov V.D. [et al.]. Atlas eksperimentalnykh kharakteristik ploskikh turbinnykh reshyotok [The atlas experimental characteristics of planar turbine grates]. Moscow: Tsentralnyy institut aviatsionnogo motorostroeniya, 1976. 189 p.

13. Bunimovich A.I., Svyatogorov A.A. Aerodinamicheskie kharakteristiki ploskikh kompressornykh reshyotok pri bolshoy dozvukovoy skorosti [Aerodynamic characteristics of planar compressor grates at high subsonic speed]. *Sbornik statey "Lopatochnye mashiny i struynye apparaty"*. Moscow: Mashinostroenie, 1967, iss. 2, pp. 5-35.

Об авторе

Матюнин Владимир Павлович (Пермь, Россия) – доцент кафедры «Авиационные двигатели» ФГБОУ ВПО ПНИПУ (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29, e-mail: ad@pstu.ru).

About the autor

Vladimir P. Matyunin (Perm, Russian Federation) – Associate Professor, Department of Aircraft Engines, Perm National Research Polytechnic University (614990, Komsomolsky av., 29, e-mail: ad@pstu.ru).

Получено 2.03.2015