

УДК 532.6

С.А. ХОМЫЛЕВ¹, С.Б. РЕЗНИК¹, С.В. ЕРШОВ²¹ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина²ИПМаш НАН Украины, Харьков, Украина

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ОБТЕКАНИЯ ТУРБИННЫХ РЕШЕТОК ПРОФИЛЕЙ: ЧАСТЬ 2 – ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ВЫСОКОНАГРУЖЕННЫХ РЕШЕТОК

Представлены результаты численного исследования течения в турбинных решетках профилей. Исследованные решетки отличаются углом поворота потока и коэффициентом нагрузки. Показано, что повышение нагрузки профиля путем уменьшения угла входа ведет к снижению его эффективности, что вызвано отрывом потока на входной кромке. Расчетные исследования выполнены с использованием программного комплекса *FlowER*. Результаты расчетов сопоставлены с эмпирическими данными, получено качественное согласование результатов. Выработаны рекомендации к выбору параметров высоконагруженных решеток.

высоконагруженная решетка, угол входа, поворот потока, конфузурность, обтекание, профильные потери, отрыв

Введение

Особенностью высоконагруженных низкоскоростных турбин является реализация больших углов поворота потока в решетках ($\Theta > 100...110^\circ$, например [1, 2]). Данная особенность вытекает непосредственно из рассмотрения треугольников скоростей реактивной турбины при больших значениях коэффициента нагрузки и малых значениях коэффициента напора [3].

Из теории турбин известна существенная зависимость эффективности решетки от соотношения ее геометрических углов входа и выхода. Данное утверждение базируется на результатах опытных исследований решеток профилей, проведенных различными авторами [4, 5 и др.]. Однако большинство экспериментальных данных получено для умеренно нагруженных профилей, что требует экстраполяции полученных зависимостей и снижает точность оценки эффективности высоконагруженных решеток. Таким образом, исследование решеток данного типа в настоящее время остается актуальным.

В связи со сложностью и высокой стоимостью прямого экспериментального исследования решеток

целесообразно применение численного моделирования. Этому способствует достаточный уровень современной вычислительной техники и, главное, наличие ряда хорошо зарекомендовавших себя методов вычислительной аэродинамики (CFD).

В настоящей работе приведены результаты численного исследования группы плоских решеток профилей, выполненного на предприятии «Ивченко-Прогресс» в рамках создания высоконагруженной ТНД перспективного авиационного двигателя. Представлено сопоставление некоторых результатов расчетов с результатами, полученными по известным полуэмпирическим зависимостям.

1. Постановка задачи

Уровень потерь в решетках турбин существенно зависит от соотношения углов входа и выхода. С увеличением угла поворота потока и уменьшением конфузурности решетки происходит рост потерь трения, причем наиболее интенсивный при уменьшении угла входа. По данным работы [6], для фиксированного угла выхода $\beta_2 = 20^\circ$ уменьшение угла входа от $\beta_1 = 60^\circ$ ($\Theta = 100^\circ$) до $\beta_1 = 30^\circ$ ($\Theta = 130^\circ$)

вызывает рост коэффициента потерь до 0,031 (т.е. более чем в 3 раза).

На интенсивность кромочного отрыва существенное влияние оказывает характер течения (пограничного слоя) в косом срезе решетки, который, в свою очередь, зависит от нагруженности профиля. В связи с этим можно ожидать, что кромочные потери в более нагруженных решетках окажутся выше.

Целью настоящего исследования является выявление механизма и степени влияния нагруженности турбинных профилей на их эффективность путем численного моделирования течения в решетках.

2. Объект исследования

В данной работе исследовалась группа турбинных решеток профилей, основные геометрические параметры которых представлены в табл. 1 (обозначение параметров показано на рис. 1).

Для всех решеток величины хорды, шага, эффективного угла выхода, угла установки профиля и толщины кромок выдержаны равными. Варьируемым параметром выбран конструктивный угол входа. Геометрические параметры решеток 1 и 2 типичны для большинства существующих турбин низкого давления, в то время как решетки 3 и 4 представляют собой перспективные конструкции – решетки высокой подъемной силы.

Представленные решетки – дозвуковые, расчетным режимом для них является $M_{2ad} = 0,7$.

3. Расчетный метод и параметры моделирования

В настоящей работе использовался метод расчета течения вязкого газа, реализованный в программном комплексе *FlowER*. Подробное описание данного метода приведено в работе [7]. Его эффективность подтверждена серией тестовых расчетов [8], которые также позволили выбрать параметры моделирования.

Задача решалась в двухмерной постановке, на основе осредненных по Рейнольдсу уравнений На-

вье-Стокса. Моделирование турбулентных эффектов осуществлялось посредством $k-\omega$ (SST) модели Ментера [9]. Уравнения решались численно неявной разностной схемой второго порядка точности [7]. В качестве исходных данных для расчетов приняты полное давление, полная температура, направление потока и степень турбулентности на входе и статическое давление на выходе из расчетной области. Расчетная область межлопаточного канала турбинной решетки описывалась конечно-разностной сеткой H-типа, включающей $N = 80 \times 140$ (11200) ячеек.

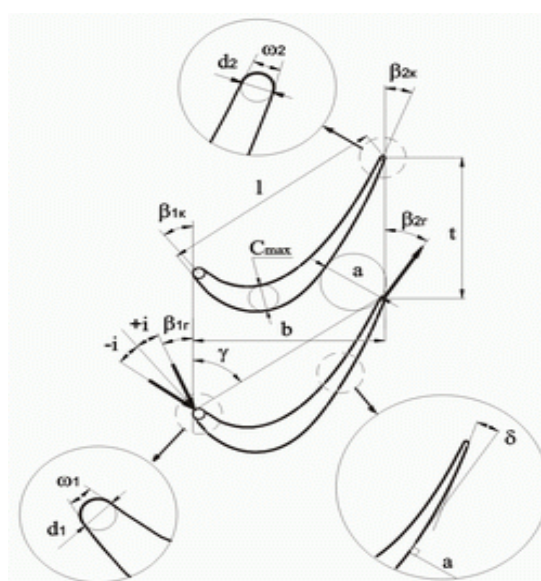


Рис. 1. Схема обозначения геометрических параметров решетки

Таблица 1
Геометрические параметры решеток

Параметр	№ решетки			
	1	2	3	4
b/l	0,82			
t/l	0,69			
a/t	0,40			
β_{1k} , град	56,0	45,7	37,6	30,4
β_{2e} , град	23,8			
θ , град	100,2	110,5	118,6	125,8
C_{max}/l	0,126	0,120	0,127	0,121
δ , град	15,0	13,7	14,6	14,6
d_1/l	0,051			
d_2/a	0,070			
γ , град	55,0			
ω_1 , град	15,3	11,4	15,3	15,4
ω_2 , град	5,9	4,8	5,6	5,6

4. Результаты численного моделирования

Результаты CFD расчетов решеток 1...4 при различных числах M_{2ad} приведены на рис. 2 и 3 (на графиках номер кривой соответствует номеру решетки в табл. 1). Данные расчеты проведены при нулевых углах атаки и неизменных числах Рейнольдса $Re = 10^6$; степень турбулентности потока на входе принята равной 5%.

Зависимости потерь на рис. 2 имеют одинаковый и типичный характер. Следует отметить, что оптимальным режимом работы для всех решеток является $M_{2ad} = 0,9$ (распределение чисел Маха по обводам профилей на этом режиме приведено на рис. 4). Решетка 1 относительно чуть менее чувствительна к понижению и более чувствительна к повышению режима, в то же время, для решетки 4 влияние числа M_{2ad} обратное.

Угол выхода потока слабо зависит от конструктивного угла входа решетки; он остается практически постоянным на дозвуковых режимах и линейно возрастает на сверхзвуковых режимах.

Для объяснения характера кривых рис. 2 рассмотрим потери в решетке по их составляющим.

На режиме $M_{2ad} = 0,9$ потери трения решеток 1 и 2 равномерно растут вдоль всего обвода профиля от 0,4...0,6% на входной кромке до 2...2,2% на выходе. На этом же режиме для решеток 3 и 4 происходит скачкообразный рост потерь на входе до 1...2,3% и далее идет их менее интенсивный рост до 2,6...3,7% у выходной кромки. Кромочные же потери для всех решеток на данном режиме практически равны и составляют 0,7...0,9%.

Из рис. 4 следует, что с уменьшением угла входа решетки происходит значительное повышение нагрузки на передней кромке; точка торможения потока смещается к корыту, при этом, со стороны спинки идет интенсивный разгон, который оканчивается скачком уплотнения и последующим отрывом пото-

ка, даже при нулевом угле атаки (рис. 5). Низкая конфузурность решетки 4 обуславливает высокие скорости вдоль всей спинки профиля, при этом, на передней части спинки происходит торможение потока, за которым следует аразгон, что так же является причиной повышенных потерь.

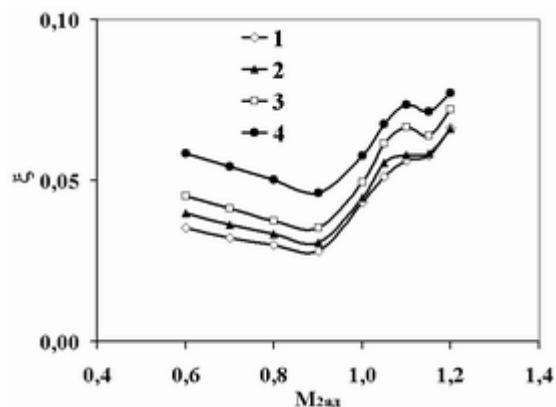


Рис. 2. Коэффициенты профильных потерь в решетках 1...4

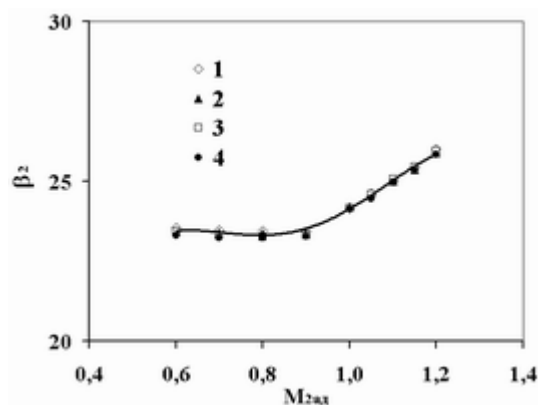


Рис. 3. Углы выхода потока из решеток 1...4

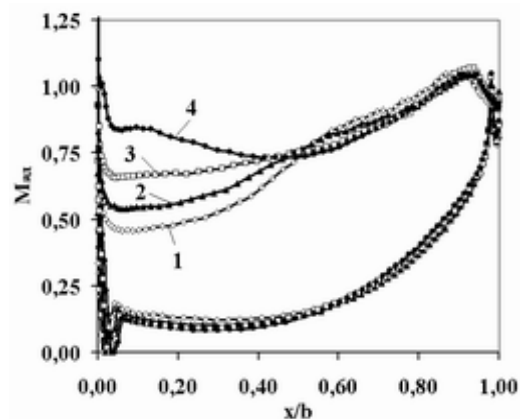


Рис. 4. Распределение адиабатического числа Маха по обводам профилей 1...4 при $M_{2ad} = 0,9$

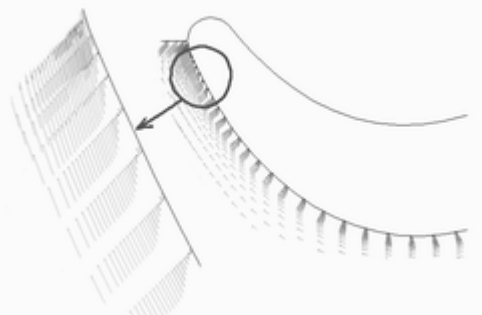


Рис. 5. Обтекание входной кромки профиля 4 при $M_{2ad} = 0,9$

Указанные особенности течения обуславливают увеличение потерь на трение с повышением нагрузки, как это показано на рис. 5. Там же приведено влияние угла разворота потока на потери трения по данным работы [6], основанным на экспериментальных данных. Следует отметить удовлетворительное согласование расчетных и экспериментальных данных, что подтверждает надежность используемого метода исследования. В то же время, в рассмотренном диапазоне углов θ расчетная величина потерь на 0,1..0,6% выше, а относительное снижение эффективности с повышением нагрузки оказывается несколько ниже, предсказанного эмпирической зависимостью. Кроме того, анализ течения показывает, что рассмотренная конфигурация высоконагруженных профилей имеет резервы для повышения эффективности (например, устранение отрыва на передней кромке).

С понижением числа режима до $M_{2ad} = 0,7$ во всех решетках происходит увеличение потерь на входной кромке на 0,2...0,4%, относительно оптимального режима, и далее идет их менее интенсивное нарастание вдоль профиля. Величина потерь трения при этом изменилась незначительно.

Основное снижение эффективности на этом режиме происходит за счет увеличения кромочных потерь до 1,3% для решетки 1 и до 1,6% для решетки 4, то есть почти в два раза. В данном случае это связано с замедлением потока на выходе и увеличением протяженности и интенсивности вихревого следа.

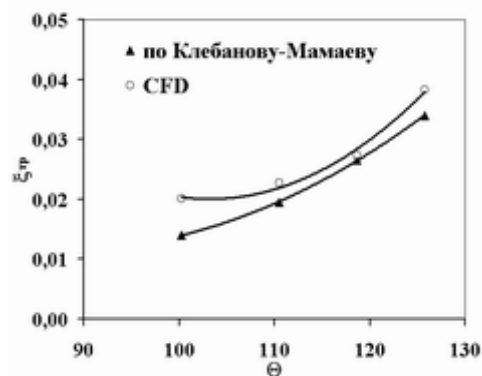


Рис. 6. Коэффициента потерь на трение в зависимости от угла поворота потока при $M_{2ad} = 0,9$

При переходе на режим $M_{2ad} = 1,1$ потери на трение для всех решеток несколько снижаются вплоть до кривого среза. Это обусловлено повышением действительной конфузурности течения (отношением средних скоростей на входе и выходе), наполнением профиля скорости в пограничном слое и его утонением. Кромочные же потери здесь снова интенсивно растут (в 3...4 раза), что очевидно связано с усложнением структуры течения и влиянием ударных волн.

Таким образом, повышение нагрузки решетки путем увеличения угла поворота потока сопровождается снижением ее эффективности. Рост суммарных потерь обусловлен, как увеличением потерь на трение (в частном случае, возникновением отрыва на передней кромке профиля), так и повышением кромочных потерь. При проектировании решеток с малыми углами входа особое внимание следует уделить профилированию входной кромки для обеспечения ее безотрывного обтекания и рациональному распределению нагрузки по обводам профиля. Для рассмотренных решеток 3 и 4 можно рекомендовать догрузить среднюю часть профиля за счет разгрузки передней кромки.

Представленные данные позволяют отметить еще одну примечательную деталь. По мнению многих авторов [10, 11 и др.], кромочные потери, зависят, главным образом, от формы и толщины выход-

ной кромки. В то же время в работе [4] показано, что для каждой конфигурации выходной кромки существует некое оптимальное число Маха, отклонение в ту или иную сторону от которого ведет к увеличению кромочных потерь. Результаты CFD моделирования подтверждают эту зависимость, что должно быть принято во внимание при расчете характеристик многорежимных турбин.

Заключение

Выполнено численное исследование группы турбинных решеток, отличающихся углом входа (углом поворота потока). Полученные результаты качественно согласуются с теоретическими представлениями о влиянии нагруженности профилей на их эффективность.

Уменьшение угла входа в решетку повышает вероятность отрыва потока на входной кромке и приводит к росту профильных потерь. Рассмотренная конфигурация высоконагруженных решеток, вероятно, имеет резервы для улучшения. Это позволяет надеяться на получение в будущем более эффективных профилей для высоконагруженных турбин.

Благодарности

Авторы выражают благодарность инженеру-конструктору отдела турбин ГП «Ивченко-Прогресс» Люсиной А.В. за участие в работе.

Литература

1. Хорлок Дж. Х. Осевые турбины (газовая динамика и термодинамика): Перев. с англ. – М.: Машиностроение, 1972. – 460 с.
2. Vázquez R., Cadrecha D., Torre D., Morales M. and Crespo T. Low Pressure Turbine with High Stage Loading // ISOABE. – 2001. – 1060.

3. Кирилов И.И. Газовые турбины и газотурбинные установки. – Т. 1. – М.: Машгиз, 1956. – 340 с.
4. Дейч М.Е., Филиппов Г.А., Лазарев Л.Я. Атлас профилей решеток осевых турбин. – М.: Машиностроение, 1965. – 340 с.
5. Атлас экспериментальных характеристик плоских решеток охлаждаемых газовых турбин / В.Д. Венедиктов, А.В. Грановский, А.М. Карелин, А.Н. Колесов, М.Х. Мухтаров. – М.: ЦИАМ, 1990. – 280 с.
6. Локай В.И., МаксUTOва В.А., Струнkin В.А. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1979. – 370 с.
7. Ершов С.В. Численный метод расчета течений невязкого и вязкого газа в решетках профилей. Х.: Ин-т пробл. машиностроения АН Украины, 1992. – 83 с. – Деп. в ВИНТИ 29.12.92, N 3696-B92.
8. ХоMYлев С.А., Резник С.Б., Ершов С.В. Численное исследование обтекания турбинных решеток профилей: Часть 1 – Верификация расчетного метода // Вісник Національного технічного університету “ХП”. Зб. наук. пр. Тематичний випуск: “Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування”. – Х.: НТУ “ХП”. – 2008. – № 6. – С. 23-31.
9. Menter F.R. Two-equation eddy viscosity turbulence models for engineering applications // AIAA J. – 1994. – 32, № 11. – P. 1299-1310.
10. Степанов Г.Ю. Гидродинамика решеток турбомашин. – М.: Физматгиз, 1962. – 280 с.
11. Мамаев Б.И., Клебанов А.Г. Профильные потери в турбинной решетке // Теплоэнергетика. – 1970. – № 6. – С. 37-41.

Поступила в редакцию 12.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.И. Гнесин, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков.