

УДК 532.6

**С. А. Хомылев\*****С. Б. Резник\*****С. В. Ершов\*\***, д-р техн. наук

\* ГП «Ивченко-Прогресс»

(г. Запорожье, E-mail: 03504@ivchenko-progress.com)

\*\* Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины  
(г. Харьков, E-mail: flower@flower3d.org)

## **ВЛИЯНИЕ ХАРАКТЕРА НАГРУЖЕНИЯ ПРОФИЛЕЙ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТУРБИННЫХ РЕШЕТОК**

*Приведены результаты численного исследования обтекания четырех высоконагруженных турбинных решеток. Рассмотренные решетки отличаются углами установки и углами отгиба выходных кромок профилей. Показано, что характер распределения нагрузки вдоль профиля оказывает существенное влияние на эффективность решетки. Вычисления выполнены с использованием программного комплекса FlowER. Выработаны рекомендации по выбору геометрических параметров решеток с малыми углами входа.*

*Наведено результати чисельного дослідження обтікання чотирьох високонавантажених турбінних решіток. Розглянуті решітки відрізняються кутами встановлення та кутами відгину вихідних кромок профілів. Показано, що характер розподілу навантаження вздовж профілю чинить істотний вплив на ефективність решітки. Обчислення виконано із застосуванням програмного комплексу FlowER. Опрацьовано рекомендації щодо вибору геометричних параметрів решіток з малими кутами входу.*

### **Введение**

Для высоконагруженных турбинных решеток с большими углами поворота потока характерны малые углы входа и сильно изогнутая форма профиля. Численное исследование подобных решеток [1] выявило их предрасположенность к отрыву потока на передней кромке профиля, даже при расчетном угле натекания. Там же высказано предположение о возможности повышения эффективности рассмотренных решеток путем перераспределения нагрузки вдоль профиля.

Используемые в настоящее время методы профилирования лопаток, например [2], позволяют для заданных условий получить профили достаточно произвольной формы с различным распределением скорости. Так, для фиксированных углов входа и выхода, варьируя углом установки и/или углом отгиба профиля, можно, меняя кривизну поверхности, перераспределять нагрузку вдоль профиля. Очевидно, при этом меняется и эффективность решетки.

Зависимость потерь в решетках от угла установки и угла отгиба профиля подтверждена многочисленными экспериментальными исследованиями [3, 4 и др.], кроме того, известно, что для каждой решетки имеется некий диапазон оптимальных значений этих параметров. Однако рекомендации по их выбору часто носят общий, а иногда и противоречивый характер. Например, в работе [4] для дозвуковых решеток рекомендуется уменьшать угол установки и увеличивать угол отгиба, что смещает точку максимальной скорости к передней кромке; по данным работы [5] максимальный угол отгиба следует ограничивать величиной 10...15°; а в работе [6] указывается на необходимость увеличивать угол установки для решеток с малыми углами входа, а оптимальными углами отгиба для дозвуковых решеток назва-

ны 15...22°. Таким образом, продолжение исследований в этой области представляет практический интерес.

В данной работе приведены некоторые результаты расчетного исследования обтекания четырех решеток с различными углами отгиба и установки, что обусловило различный характер их нагружения. Исследования проведены в рамках модернизации профиля рабочей лопатки высоконагруженной турбины низкого давления авиационного двигателя. Задача решалась численным моделированием плоского течения вязкого сжимаемого газа с использованием программного комплекса *FlowER 4.4*.

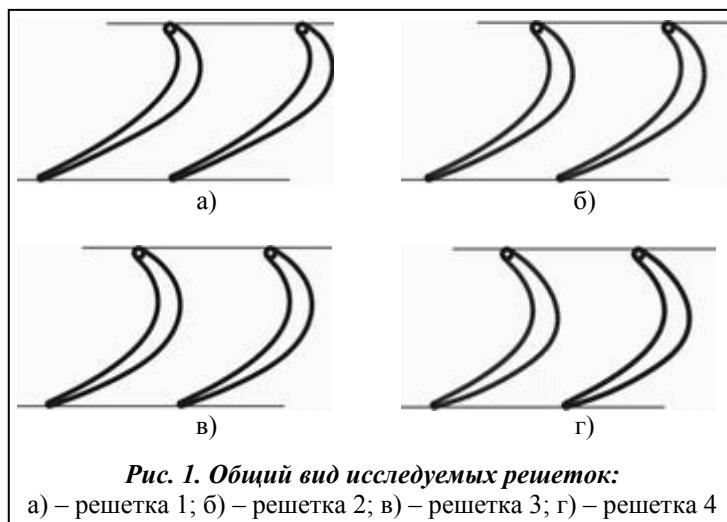
### 1. Объект исследования

Исследована группа турбинных решеток профилей, основные геометрические параметры которых представлены в табл. 1, а общий вид – на рис. 1.

**Таблица 1. Параметры исследуемых решеток**

Параметр	Решетка 1	Решетка 2	Решетка 3	Решетка 4
Отношение шага к хорде, $t/l$	0,65	0,69	0,73	0,76
Конструктивный угол входа, $\beta_{1к}$	37,6°			
Эффективный угол выхода, $\beta_{2е}$	23,8°			
Отношение максимальной толщины к хорде, $C_{max}/l$	0,118	0,127	0,124	0,15
Угол отгиба, $\delta$	8,9°	14,6°	19,0°	22,5°
Угол установки, $\gamma$	50°	55°	60°	65°
Отношение толщины входной кромки к хорде, $d_1/l$	0,048	0,051	0,054	0,057
Отношение толщины выходной кромки к горлу, $d_2/a$	0,070			
Угол заострения входной кромки, $\omega_1$	14,7°	15,3°	11,9°	9,8°
Угол заострения выходной кромки, $\omega_2$	4,8°	5,6°	6,0°	10,3°
Коэффициент профильных потерь при $M_{2ад} = 0,9$ и $i = 0^\circ$ , $\xi_0$	0,040	0,035	0,032	0,040

Данные решетки представляют собой различные конфигурации среднего сечения неохлаждаемой дозвуковой рабочей лопатки современной высоконагруженной турбины. Профили имеют равные осевые хорды, углы входа и выхода, шаг, толщины передней и задней кромок, а также максимальную толщину профиля. Основным варьируемым геометрическим параметром являлся угол установки решетки. В процессе профилирования для каждой решетки с заданным углом установки выбирался угол отгиба, который обеспечивает лучшее распределение кривизны и скорости на спинке. Такая постановка задачи позволила оценить эффективность различных подходов к проектированию решетки на заданные параметры.



**Рис. 1. Общий вид исследуемых решеток:**

а) – решетка 1; б) – решетка 2; в) – решетка 3; г) – решетка 4

### 2. 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, которые также позволили выбрать параметры моделирования.

Задача решалась в двухмерной постановке, на основе

осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье–Стокса. Моделирование турбулентных эффектов осуществлялось посредством  $k-\omega$  (SST) модели Ментера [8]. Уравнения решались численно неявной разностной схемой второго порядка точности. 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 описывалась конечно-разностной сеткой  $H$ -типа, включающей  $80 \times 140 = 11200$  ячеек.

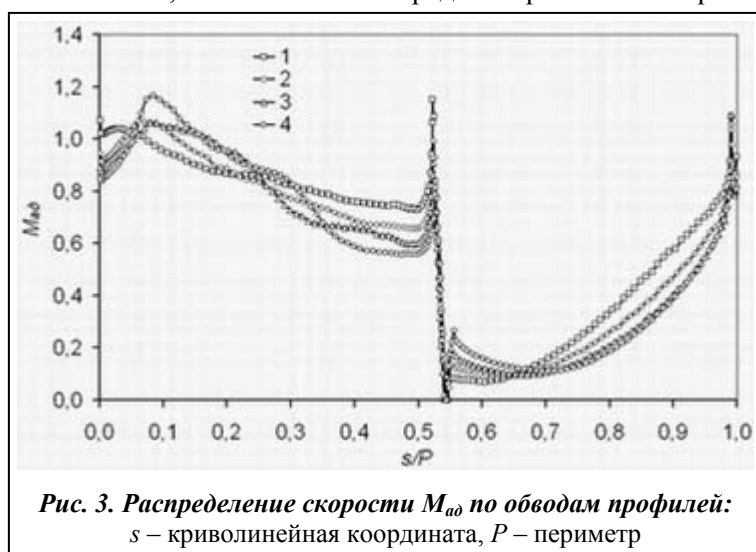
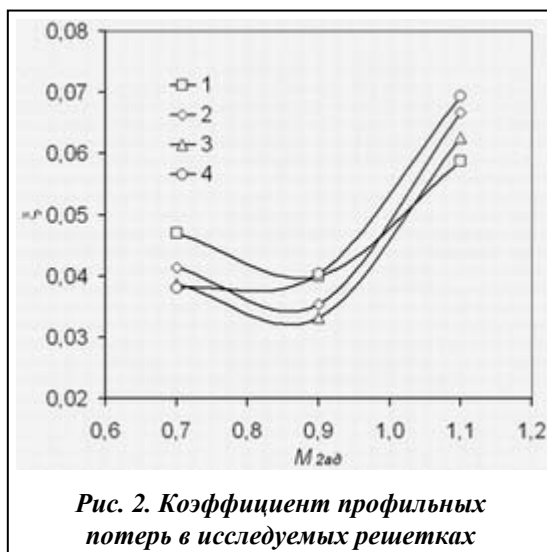
### 3. Результаты численного моделирования

Результаты расчетов течения в решетках 1...4 представлены на рис. 1 в виде зависимости коэффициента профильных потерь от адиабатического числа Маха на выходе и на рис. 2 – в виде распределения чисел Маха по контуру профилей при  $M_{2ад} = 0,9$  (на графиках номер кривой соответствует номеру решетки в табл. 1). Расчеты выполнены при нулевых углах атаки, числах Рейнольдса  $1 \times 10^6$  и начальной турбулентности потока 5%.

Изменение потерь по режимам имеет типичный характер: снижение потерь с повышением числа Маха при дозвуковых скоростях, затем область оптимальных режимов и интенсивный рост потерь при переходе в сверхзвуковую область. Для решеток 1, 2, 3 минимум потерь достигается при скоростях, близких к  $M_{2ад} = 0,9$ , для решетки 4 оптимум находится в области более низких чисел Маха. В большей части исследованного диапазона наиболее эффективной оказалась решетка 3. Решетка 1 имеет наибольшие (из четырех решеток) потери в дозвуковой области и наименьшие – в сверхзвуковой; решетка 4, наоборот, – наибольшие потери на сверхзвуковом режиме и наименьшие – на дозвуковом. Эффективность решетки 2 занимает некоторое промежуточное положение на всех режимах.

Рис. 2 наглядно демонстрирует различный характер нагружения решеток. Так, в решетке 1 максимальная нагрузка приходится на переднюю часть профиля, а по мере изменения геометрических характеристик (табл. 1) нагруженность решеток перераспределяется в сторону выходной кромки. Такой характер обтекания позволяет условно разделить данную группу решеток на передненагруженные (1 и 2) и задненагруженные (3 и 4).

Анализ течения в решетке 1 показал, что обтекание передней кромки со стороны спинки происходит с интенсивным разгоном (до  $M_{ад} = 1,15$ ), который оканчивается скачком уплотнения. Здесь велика вероятность возникновения отрыва потока, даже при нулевом угле атаки. Согласно расчету на передней кромке профиля 1 происходит более 1/3 суммарных потерь в решетке. Такая особенность обтекания передней кромки делает решетку 1 очень чувствительной к положительным углам атаки. На рис. 4 показана зависимость относительного коэффициента потерь



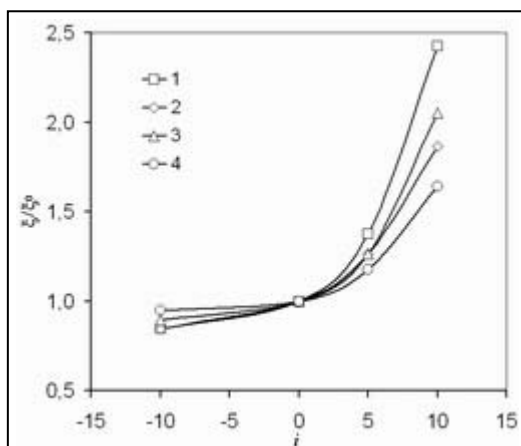
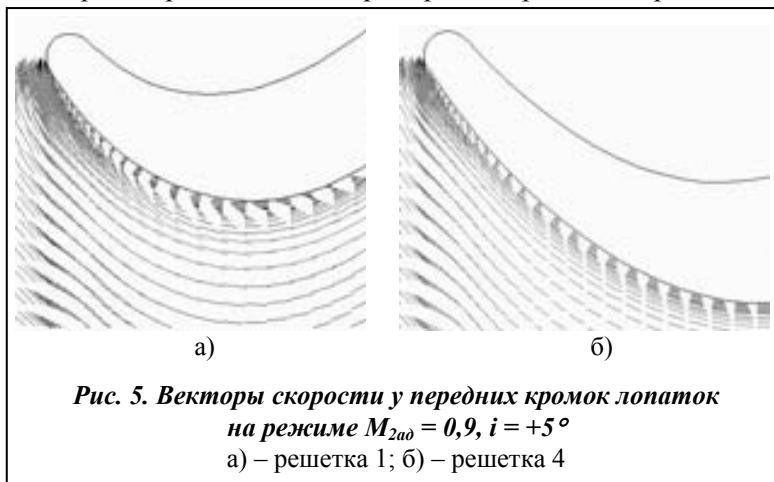


Рис. 4. Относительный коэффициент профильных потерь

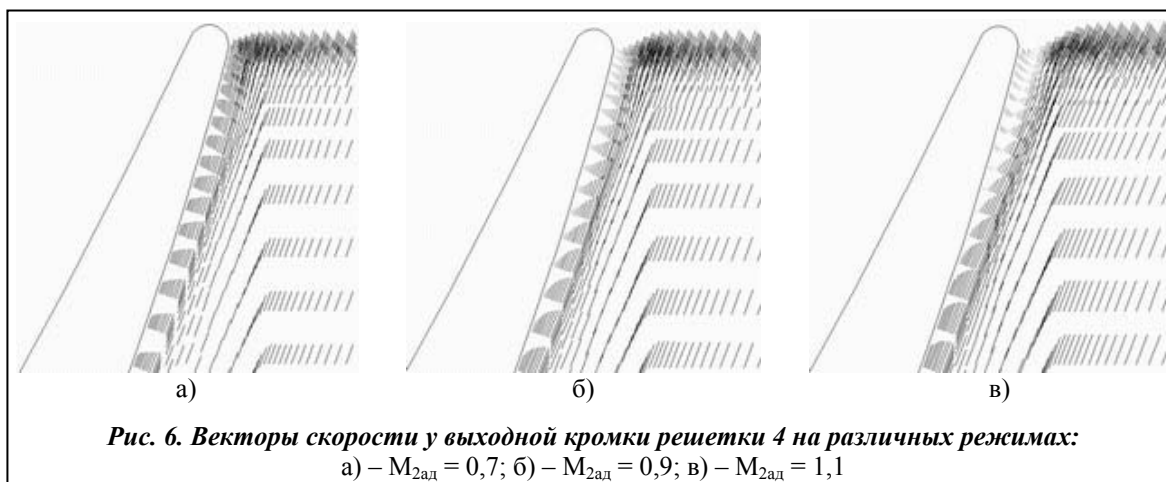
скачок. Здесь снова происходит интенсивный рост потерь. Следует отметить, что в данной решетке практически отсутствует диффузорное течение и скорость потока на выходе ( $M_{ад} = 1,04$ ) наибольшая из четырех решеток. Это обуславливает и наибольшие кромочные потери. Расчетом получено, что эффективность решетки 1 в области  $M_{2ад} < 0,9$  наименьшая. В то же время уменьшенный угол отгиба (следовательно, более ровная поверхность спинки в районе косога среза) обеспечивает более благоприятное течение при переходе на сверхзвуковые режимы и минимальный прирост потерь.

С увеличением углов установки и отгиба на спинке профиля происходит уменьшение скорости на входе, а также увеличение абсолютного значения и смещение точки максимума скорости против потока, при этом увеличивается интенсивность диффузорного течения на выходе. Со стороны корыта получено увеличение скоростей на входном участке, а минимум скорости смещается к выходной кромке. Такое перераспределение нагрузки в сторону задней кромки до определенного момента сопровождается снижением потерь (решетки 2 и 3), которое объясняется, главным образом, устранением скачка на передней кромке и снижением скорости непосредственно у выходной кромки (уменьшением кромочных потерь).

Дальнейшее изменение профиля приводит к появлению протяженной зоны торможения в передней части на корыте и к повышению интенсивности разгона на спинке. В решетке 4 на режиме  $M_{2ад} = 0,9$  максимальная скорость на спинке достигает  $M_{ад} = 1,17$  в точке  $s/P = 0,09$ , после чего следует скачок уплотнения и интенсивное торможение до  $M_{ад} = 0,84$ . Векторы скорости в косом срезе рассматриваемых решеток приведены на рис. 6. На стороне



разрежения лопаток перед выходной кромкой идет активное нарастание толщины пограничного слоя, течение носит предотрывной характер (рис. 6, б), что обуславливает повышенные потери трения и кромочные потери. При дальнейшем увеличении перепада давления на выходной кромке профиля 4 возникает и усиливается отрыв потока (рис. 6, в). Таким образом, решетка 4 оказалась наи-



менее эффективной на сверхзвуковом режиме. В то же время в дозвуковой области, где отрыв потока отсутствует (рис. 6, а), а скорость у выходной кромки наименьшая среди четырех решеток, эффективность профиля 4 становится наибольшей.

Следует отметить, что наименьшие скорости на спинке передней кромки решетки 4 делают ее наиболее устойчивой к положительным углам атаки (рис. 4 и 5,б).

Обтекания решеток 3 и 4 имеют похожий характер, однако меньшая диффузорность на выходе из решетки 3 обеспечивает ее безотрывное обтекание на всех исследованных режимах. Благодаря этому решетка 3 остается достаточно эффективной и на сверхзвуковом режиме (рис. 2).

Анализ структуры течения в четырех решетках с различными геометрическими параметрами и характером нагружения позволил сделать вывод: для дозвуковых решеток с большими углами поворота потока и малыми углами входа предпочтительно разгружать переднюю кромку, догружая среднюю часть профиля и выходную кромку, чего можно добиться увеличением угла установки и угла отгиба. При профилировании такой решетки важно ограничить диффузорность течения в косом срезе и не допустить отрыва потока. Среди исследованных решеток наиболее эффективной для большинства режимов оказалась решетка 3, для которой угол отгиба составляет  $19^\circ$  (что согласуется с рекомендациями работы [7]), а угол установки  $60^\circ$ . Параметры этой решетки могут быть приняты в качестве начального приближения для следующего шага оптимизации профиля высоконагруженной рабочей лопатки.

### Заключение

Расчетное исследование течения в четырех высоконагруженных турбинных решетках позволило определить механизм и степень влияния различного характера нагружения профиля на эффективность решеток. Результаты исследования будут использованы при проектировании и модернизации профилей высоконагруженных турбин.

### Благодарности

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

### Литература

1. Хомылев С. А. Численное исследование обтекания турбинных решеток профилей. Ч. 2. Исследование характеристик высоконагруженных решеток / С. А. Хомылев, С. Б. Резник, С. В. Ершов // *Авиационно-космическая техника и технология*: Харьков: НАКУ «ХАИ». – 2008. – № 8 (55). – С. 46–50.
2. Карелин А. М. Построение решетки турбинных профилей на основе рациональных параметрических кривых. *Лопаточные машины и струйные аппараты*: Тр. 1234, вып. 9. – М.: Центр. ин-т аэрогидромеханики, 1989. – С. 79–89.
3. Дейч М. Е. Атлас профилей решеток осевых турбин / М. Е. Дейч, Г. А. Филиппов, Л. Я. Лазарев – М.: Машиностроение, 1965. – 96 с.

4. Венедиктов В. Д. Атлас экспериментальных характеристик плоских решеток охлаждаемых газовых турбин / В. Д. Венедиктов, А. В. Грановский, А. М. Карелин, А. Н. Колесов, М. Х. Мухтаров М.: Центр. ин-т аэрогидромеханики, 1990. – 393 с.
5. Локай В. И. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов / В. И. Локай, В. А. Максимова, В. А. Стрункин– М.: Машиностроение, 1979. – 447 с.
6. Аронов Б. М. Профилирование лопаток авиационных газовых турбин / Б. М. Аронов, М. И. Жуковский, В. А. Журавлев. – М.: Машиностроение, 1978. – 168 с.
7. Еришов С. В. Численный метод расчета течений невязкого и вязкого газа в решетках профилей / Ин-т пробл. машиностроения АН Украины. Харьков, 1992. – 83 с. – Деп. в ВИНТИ 29.12.92, № 3696-B92.
8. Menter F. R. Two-equation eddy viscosity turbulence models for engineering applications // AIAA J. – 1994. – 32, № 11. – P. 1299–1310.

Поступила в редакцию  
01.09.09

УДК 519.63

**А. В. Русанов**, д-р. техн. наук  
**Д. Ю. Косьянов**

Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины  
(г. Харьков, E-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua)

## **НЕЯВНАЯ СХЕМА ДЛЯ ЧИСЛЕННОГО ИНТЕГРИРОВАНИЯ УРАВНЕНИЙ ГИПЕРБОЛИЧЕСКОГО ТИПА НА НЕСТРУКТУРИРОВАННЫХ СЕТКАХ**

*Разработана неявная безытерационная схема для численного интегрирования дифференциальных уравнений в частных производных гиперболического типа на неструктурированных сетках. Предложено оригинальное расщепление по пространственным переменным и собственным значениям. Приведены решения ряда тестовых задач.*

*Розроблено неявну безітераційну схему для чисельного інтегрування диференціальних рівнянь у частинних похідних гіперболічного типу на неструктурованих сітках. Запропоновано оригінальне розщеплення просторовими невідомими та власними числами. Наведено розв'язки низки тестових задач.*

### **1. Введение**

При моделировании различных физических процессов с помощью численного интегрирования дифференциальных уравнений в частных производных (ДУЧП) гиперболического типа всё чаще применяются неструктурированные сетки [1–3]. Ускорение сходимости и повышение устойчивости [1, 4] может быть обеспечено с помощью неявных схем, однако их применение требует решения системы линейных алгебраических уравнений (СЛАУ) с большой несимметрической матрицей на каждом временном слое.

Среди существующих подходов обращения СЛАУ неявных операторов можно выделить прямые методы, стандартные итерационные, LU факторизации и методы подпространств Крылова (GMRES, BiCGSTAB, GMRES+LU-SGS) в сочетании с процедурой предобуславливания [5 – 8], а также методы выделения линий [9]. Большинство современных подходов опираются на итерационное обращение неявного оператора. В этом случае возникает ряд сложностей (учёт обусловленности матрицы и др.), в связи с чем актуальным становится развитие методов расщепления, широко применяемых для структурированных сеток [10].

В статье представлена безытерационная неявная схема численного интегрирования дифференциальных уравнений в частных производных гиперболического типа на неструк-