

Научная статья

УДК 621.438

URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=179117>

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБИННЫХ РЕШЕТОК ПРИ НЕРАСЧЕТНЫХ УГЛАХ ВХОДА ПОТОКА

Борис Иванович Мамаев¹, Андрей Владимирович Стародумов², Григорий Вениаминович Ермолаев³✉

^{1,3} ОКБ им. А. Льюльки, филиал ПАО «ОДК-УМПО»,

Москва, Россия

² ООО «Космические транспортные системы»,

Москва, Россия

¹ boris.mamaev35@mail.ru

² a.starodumov@s7.ru

³ grigoriy.ermolaev@okb.umpo.ru, ermolaev_grigory@mail.ru ✉

Аннотация. На основе обширного экспериментального материала исследовано влияние положительных углов атаки на течение и потери в до- и трансзвуковых турбинных решетках. Определены физические причины и закономерности изменения потерь. Увеличение конфузорности и скорости выхода ведет к снижению относительных скоростей на профиле и степени выходной диффузорности, что уменьшает потери при любом угле атаки. Выделены геометрические и режимные параметры, которые следует учитывать при расчете потерь от угла атаки. При умеренных углах атаки с ростом скорости выхода до предельного значения потери от угла атаки могут стать нулевыми, а при большей скорости их можно принимать постоянными.

Ключевые слова: турбинная решетка, входная кромка, угол атаки, корыто и спинка профиля, обтекание, фактор диффузорности, скорость выхода потока, профильные потери от угла атаки

Для цитирования: Мамаев Б.И., Стародумов А.В., Ермолаев Г.В. Исследование характеристик турбинных решеток при нерасчетных углах входа потока // Вестник Московского авиационного института. 2024. Т. 31. № 1. С. 155–164. URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=179117>

Original article

THE STUDY OF TURBOMACHINE CASCADE PERFORMANCES AT OFF-DESIGN FLOW ENTRY ANGLES

Boris I. Mamaev¹, Andrei V. Starodumov², Grigorii V. Ermolaev³✉

^{1,3} Experimental Design Bureau named after A. Lyulka, subsidiary of PJSC “UEC-UMPO”,

Moscow, Russia

² Ltd “Space Transport Systems”,

Moscow, Russia

¹ boris.mamaev35@mail.ru

² a.starodumov@s7.ru

³ grigoriy.ermolaev@okb.umpo.ru, ermolaev_grigory@mail.ru ✉

Abstract

The effect of positive incidence angles on the flow and losses in both sub- and trans-sonic turbine cascades was studied based on multiple test results. Physical causes and general regularities of losses by the inlet angle and outlet velocity were determined by the velocity distribution on the profile and losses values analysis. Geometric and mode parameters, which should be accounted for while losses computing from the incidence angle, were marked out.

Both cascade passage contraction and exit velocity increase leads to reduction of the airfoil relative velocities and outlet diffusion degree, which reduces losses. Losses from incidence are reducing and may become zero ones in cascades with contractile passages at the moderate incidences with the velocity increase up to its limit value of λ_2^{lim} , while at large velocities these losses may be assumed as constant and equal to their minimum values.

The positive incidence changes mainly the flow-around in the inlet part of the cascade passage. All flow-around changes herewith end up as a rule at the back edge prior to the interprofile channel throat, and in the first half of the trough contour. An incidence increase raises the velocity peak on the suction side near the leading edge sometimes up to supersonic values and increases intensity of following flow decelerations with a formation of separation flow. These flow changes on the airfoil suction side effect prevail the effect of flow improvements at the pressure side, and it, probably, is the main cause or the losses occurrence due to the incidence and these losses increasing due to the incidence increase. On the suction side in close to active cascades and the ones with low value of λ_2^{lim} , the incidence may lead to rather high supersonic velocity at the near leading edge peak and following diffusion flow up to the airfoil trailing edge. In that case, incidence losses may grow as the exit velocity increases more than its limit value.

Keywords: turbomachine cascade, entry edge, incidence angle, airfoil suction side, flow-around, diffusion factor, flow exit velocity, profile losses from incidence angle

For citation: Mamaev B.I., Starodumov A.V., Ermolaev G.V. The Study of Turbomachine Cascade Performances at Off-Design Flow Entry Angles. *Aerospace MAI Journal*, 2024, vol. 31, no. 1, pp. 155-164. URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=179117>

Введение

Работа турбины на нерасчетных режимах связана с появлением углов атаки $\Delta\beta_1$ на входе в профильные решетки лопаточных венцов. При значительных величинах $\Delta\beta_1$ в решетках возникают нарушения течения и интенсивные отрывы, ведущие к высоким потерям энергии.

Отрывные течения являются нестационарными и их расчет по вязким методикам с приемлемой точностью пока затруднен или вообще невозможен [1–3]. Поэтому на практике для оценки потерь от угла атаки $\Delta\zeta$ используются методы, основанные на эмпирических соотношениях ([4–7] и др.). Обзор [8] зависимостей и результатов экспериментов многих авторов позволяет выделить основные геометрические и режимные параметры решетки, которые следует учитывать при расчете потерь от угла атаки:

$$\Delta\zeta = f(\Delta\beta_1, \beta_1, \lambda_2, \beta_{1к}, \beta_{2эф}, \bar{d}_1, \bar{t}, \bar{c}_m),$$

где $\Delta\beta_1$ – угол атаки; $\Delta\beta_1 = \beta_{1к} - \beta_1$; $\beta_{1к}$ – конструктивный (геометрический) угол входа; β_1 – угол входа потока; λ_2 – приведенная изоэнтропическая скорость выхода; $\beta_{2эф}$ – эффективный угол выхода; $\beta_{2эф} = \arcsin(a_2/t)$; a_2 – горло межпрофильного канала решетки; t – шаг; $\bar{t} = t/b$, b – хорда; d_1 – толщина входной кромки профиля; $\bar{d}_1 = d_1/b$, c_m – толщина профиля; $\bar{c}_m = c_m/b$. Этот набор определяющих параметров хорошо согласуется с их перечнем, указанным, например, в работах [5, 9, 10].

Понятно, что все эмпирические зависимости должны периодически уточняться для отражения новых экспериментальных результатов и новых методических подходов в расчетах. Это необходимо для улучшения методики расчета характеристики турбины и правильного выбора оптимального конструктивного угла входа в проектируемой решетке. Вместе с тем исследования зависимостей для оценки $\Delta\zeta$, выполненные, например, в работах [8, 11, 12], показали, что эти зависимости нередко плохо согласуются с опытными данными.

Заметим, что само уточнение потерь в решетке может способствовать повышению КПД турбины. Дело в том, что погрешности определения потерь находят отражение в результатах поверочных расчетов турбины и могут приводить к ошибкам в настройке узлов турбокомпрессора и их рассогласованию в работе, сопровождающемуся потерей эффективности. Кроме того, зависимости для оценки потерь в заданной решетке используются при выборе значения угла $\beta_{1к}$ в проектируемой решетке, и погрешность этого выбора ведет к неоптимальной геометрии решетки и появлению в ней дополнительных потерь. Повышение же КПД даже на десятые доли процента имеет большое значение из-за сильного его влияния на экономичность ГТД и ГТУ.

Изложенное свидетельствует о большой ценности методов, позволяющих с высокой точностью

рассчитывать потери в профильных решетках турбины.

Расчет достоверного значения $\Delta\zeta$ – весьма трудная задача из-за сложности рассматриваемого явления с большим числом влияющих факторов, которые к тому же взаимосвязаны. Поэтому в настоящей работе на основе обширного экспериментального материала [13, 14] будет исследоваться влияние на течение и потери только положительных углов атаки.

1. Влияние сжимаемости газа при $\Delta\beta_1 = 0$

Влияние сжимаемости газа на профильные потери обнаруживается при $\lambda_2 > 0,5$. Оно объясняется увеличением градиентов давления на разных участках обтекания профиля с ростом λ_2 [10, 15]. Из литературы ([13, 15, 16] и др.) известно, что при $\lambda_2 < 1$ и безотрывном обтекании с ростом λ_2 коэффициент профильных потерь ζ уменьшается, достигая минимума обычно при $\lambda_2 = 0,85-0,9$. Согласно [17] при увеличении λ_2 от 0,5 до 0,8 потери трения на профиле турбинной решетки снижаются приблизительно на 40%.

Анализ распределения давления на профиле помогает понять механизм уменьшения потерь в решетках. Выполним этот анализ на примере решеток разной геометрии из атласа ЦИАМ [14].

Сопловая решетка № 4: $\beta_{1к} = 100,4^\circ$; $\beta_{2эф} = 19,9^\circ$; $\bar{c}_m = 0,209$; $\bar{t} = 0,69$; $\bar{d}_1 = 0,133$. Конфузорность решетки $k_p = \sin \beta_{1к} / \sin \beta_{2эф} = 2,89$.

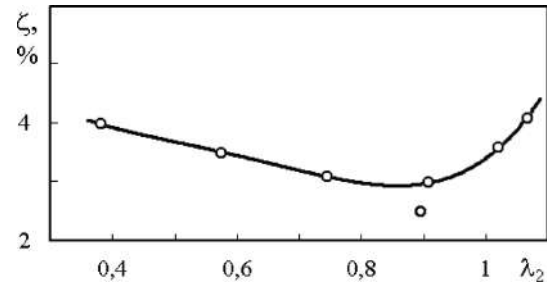
При увеличении λ_2 от 0,5 до 0,8 коэффициент профильных потерь ζ снижается с 3,7 до 2,7% (рис. 1). При изменении λ_2 от 0,38 до 0,89 при дозвуковом обтекании профиля, т. е. в $\sim 2,3$ раза, на спинке относительное увеличение максимальной скорости равно ~ 2 . Таким образом, рост λ_2 обгоняет увеличение λ_{max} .

Отсюда следует важное положение: с ростом λ_2 снижается торможение потока на выходном участке спинки от λ_{max} до λ_2 .

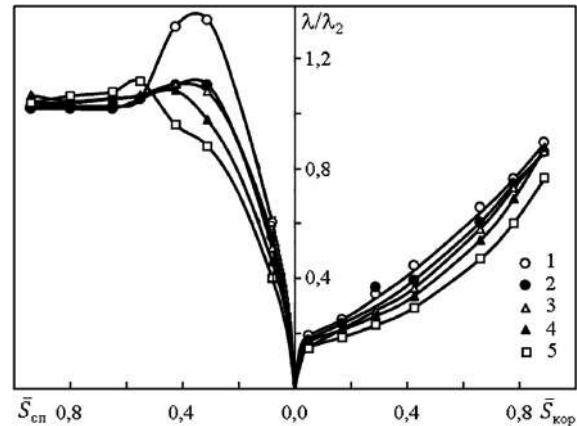
При расчетном натекании потери в решетке возникают в основном на диффузорном участке спинки профиля, где имеется относительно более толстый пограничный слой [1, 10, 17]. Поэтому одним из наиболее эффективных параметров, характеризующих потери, является фактор диффузорности $D_e = (\lambda_{max} - \lambda_2) / \lambda_2$, который оценивает степень торможения потока на выходном участке спинки от максимальной скорости до скорости потока на выходе [18–20]. Именно падение D_e в основном и определяет характер зависимости $\zeta(\lambda_2)$ с ростом λ_2 .

Рабочая конфузорная решетка № 79: $\beta_{1к} = 54,6^\circ$; $\beta_{2эф} = 36,3^\circ$; $\bar{c}_m = 0,193$; $\bar{t} = 0,688$; $\bar{d}_1 = 0,106$; $k_p = 1,38$.

В ней при изменении λ_2 от 0,6 до 0,82 максимальная скорость на спинке растет с 0,9 до 1,19



a



b

Рис. 1. Решетка № 4: a – потери при $\beta_1 = 94^\circ$; b – обтекание при $\beta_1 = 94^\circ$ и значениях λ_2 : 1 – 0,38; 2 – 0,57; 3 – 0,74; 4 – 0,89; 5 – 1,02 [14] (λ_2 – приведенная изоэнтропическая скорость выхода; λ – скорость на профиле; S_{cp}, S_{kop} – относительная криволинейная координата контура спинки и корыта, отсчитываемая от середины входной кромки

(рис. 2). Поэтому значение D_e снижается с 0,5 до 0,45, а коэффициент ζ при увеличении λ_2 от 0,6 до 0,75 снижается на $\sim 0,5\%$.

Из сравнения решеток № 4 и 79 (рис. 1 и 2) видно, что снижение k_p ведет к уменьшению влияния λ_2 на фактор D_e , причем это влияние может пропадать совсем и изменение ζ по λ_2 может быть несущественным.

Решетка № 140: $\beta_{1к} = 41,6^\circ$; $\beta_{2эф} = 21,6^\circ$; $\bar{c}_m = 0,258$; $\bar{t} = 0,689$; $\bar{d}_1 = 0,08$; $k_p = 1,8$. При увеличении λ_2 с 0,65 до 0,81 фактор D_e снижается с 0,21 до 0,18. Потери ζ при этом уменьшаются с 4,7 до 4,2%, и при $\lambda_2 = 0,85$ достигается минимум $\zeta = 3,8\%$ (рис. 3).

В этой решетке критическое значение $\lambda_2^{кр}$, при котором местная скорость на профиле достигает скорости звука, равно $\sim 0,85$ и, хотя при $\lambda_2 = 0,95$ значение $D_e = 0,11$, при $\lambda_2 > 0,85$ начинает превалировать влияние волновых явлений и потери ожидаемо растут.

Таким образом, наступление кризиса на профиле может оказывать решающее влияние на характер зависимости $\zeta(\lambda_2)$.

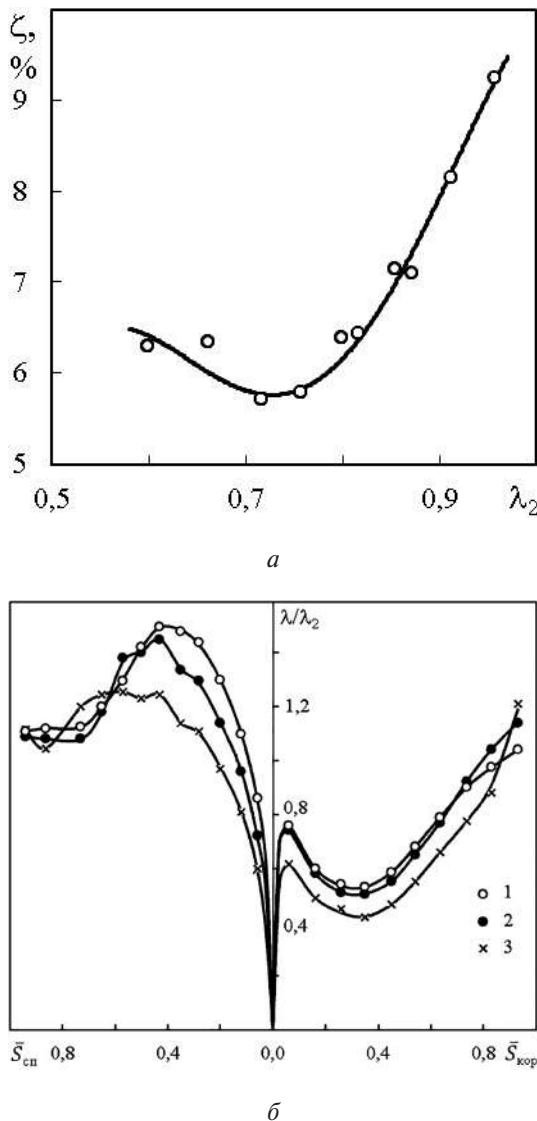


Рис. 2. Решетка № 79 : а – потери при $\beta_1 = 53^\circ$; б – обтекание при $\beta_1 = 53^\circ$ и значениях λ_2 : 1 – 0,60; 2 – 0,82; 3 – 0,96 [14]

Активные решетки могут иметь эпюру с несколькими пиками скорости на спинке и низкое значение λ_2^{kp} . Но все же и в таких решетках характер зависимости $\zeta(\lambda_2)$ подтверждает общий вывод для дозвуковых решеток: увеличение λ_2 при $\lambda_2 < \lambda_2^{kp}$ влияет в основном на обтекание входной части профиля, увеличивая разгон потока на конфузорных участках течения на спинке и корыте и уменьшая степень торможения на выходном участке спинки. Как итог такого обтекания – снижение профильных потерь. При $\lambda_2 > \lambda_2^{kp}$, как правило, начинается кризисное нарастание потерь.

Решетка № 177 с каналом, имеющим местную диффузорность на входе $\sim 8\%$; $\beta_{1к} = 29,1^\circ$; $\beta_{2эф} = 29,5^\circ$; $\bar{c}_m = 0,258$; $\bar{r} = 0,595$; $\bar{d}_1 = 0,089$; $k_p = 0,99$.

В решетке высокое значение $D_e = 0,4$ (рис. 4) и поэтому $\lambda_2^{kp} \approx 0,7$. Потери при $\lambda_2 = 0,5 \dots 0,7$ практически не изменяются, а при $\lambda_2 > 0,7$ с ростом λ_2

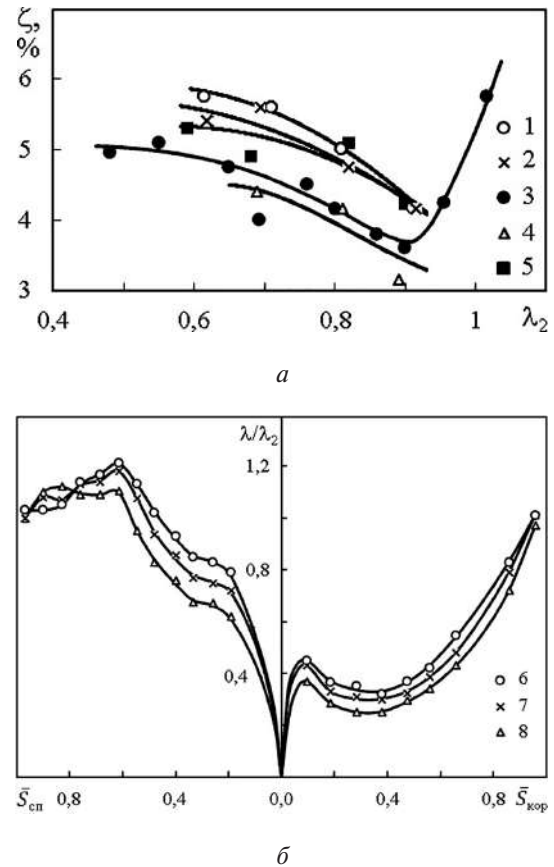


Рис. 3. Решетка № 140: а – потери при β_1° : 1 – 30; 2 – 35; 3 – 40; 4 – 50; 5 – 60; б – обтекание $\beta_1 = 40^\circ$ и значениях λ_2 : 6 – 0,65; 7 – 0,81; 8 – 0,95 [14]

начинают расти. Максимальная скорость на спинке практически отслеживает изменение λ_2 . После наступления запирания дальнейшее повышение скорости λ_2 изменяет течение практически только в косом срезе решетки.

2. Влияние угла атаки на течение и потери в решетке

Известно [1, 8, 15], что в широком диапазоне изменения угла атаки меняется в основном распределение скоростей лишь на входной части профиля. При этом координаты \bar{S} точек обвода, где достигаются максимумы скорости на спинке и корыте вблизи входной кромки мало изменяются, а течение в косом срезе практически не зависит от угла $\Delta\beta_1$. Это видно и по результатам экспериментов на рис. 5 для решетки № 105 с $\beta_{1к} = 47,9^\circ$; $\beta_{2эф} = 25,7^\circ$; $\bar{r} = 0,83$; $k_p = 1,7$ и рис. 6 для решетки № 38 с $\beta_{1к} = 88,1^\circ$; $\beta_{2эф} = 25,2^\circ$; $\bar{r} = 0,884$; $k_p = 2,35$ [8].

Из сравнения зависимостей на рис. 5 и 6 видно, чем больше конфузорность, тем меньше изменение течения во входной части канала из-за угла атаки. Поэтому конфузорность ослабляет влияние угла атаки на обтекание и потери в решетке – важное обстоятельство, в значительной степени обуславливающее величину $\Delta\zeta$.

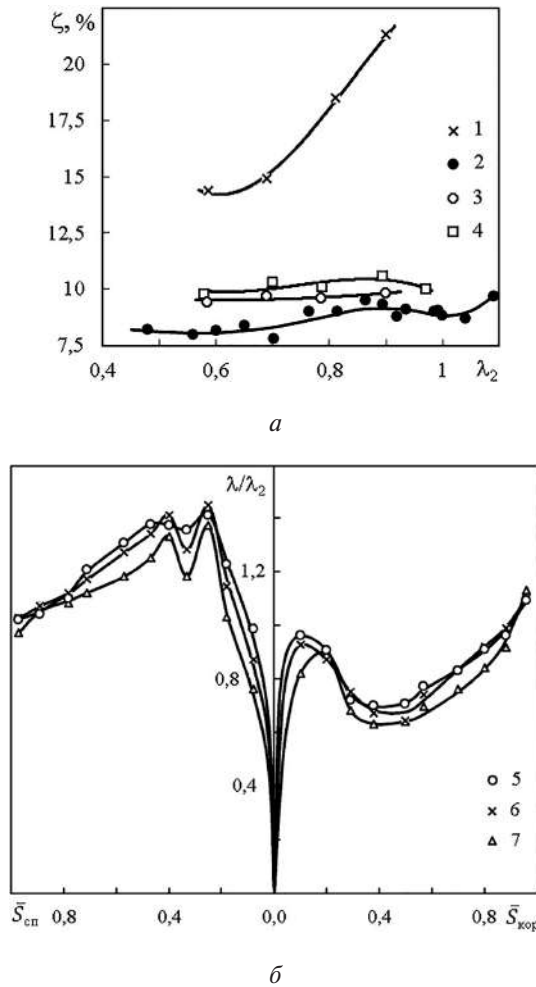


Рис. 4. Решетка № 177: а – потери при β_1° : 1 – 25; 2 – 30; 3 – 30; 4 – 30; б – обтекание при $\beta_1 = 40^\circ$ и значениях λ_2 : 1 – 0,66; 2 – 0,82; 3 – 0,94 [14]

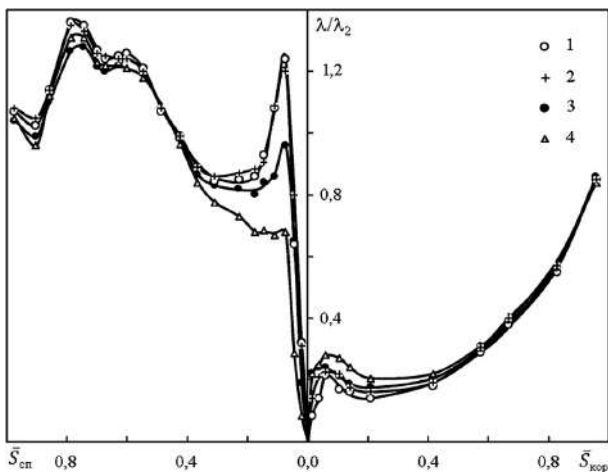


Рис. 5. Обтекание в решетке № 105: $\lambda_2 = 1$; значения β_1° : 1 – 35; 2 – 40; 3 – 45; 4 – 52 [14]

Конфузорность решетки способствует локализации отрыва и быстрому заполнению канала активным потоком. Решетки с меньшей конфузорностью

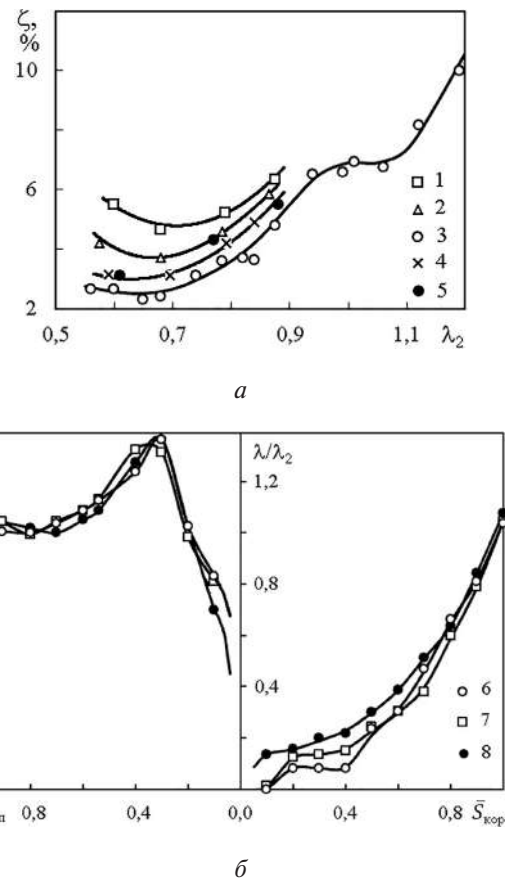


Рис. 6. Решетка № 38: а – потери при значениях β_1° : 1 – 65; 2 – 75; 3 – 85; 4 – 85; 5 – 105; б – обтекание при $\lambda_2 = 0,8$ и значениях β_1° : 6 – 65; 7 – 85; 8 – 105 [14]

и малым углом поворота потока, а также активного типа более чувствительны к изменению угла атаки. Диапазон углов атаки, на которых профили работают без значительного изменения потерь, достаточно велик и у конфузорной решетки этот диапазон больше, чем у активной [10].

Исследования показывают, что доля потерь в канале на участке до горла решетки $\bar{\zeta} = \zeta_n/\zeta_{тр}$ обычно не превышает 25–35%, причем с ростом конфузорности решетки и ростом λ_2 эта доля снижается [17]. Понятно, что рост обоих параметров – k_p и λ_2 – ведет к снижению скорости на входе λ_1 и скоростей в канале решетки по сравнению со скоростью на выходе λ_2 , а следовательно, и к снижению потерь на участке до горла.

Характер изменения $\Delta\zeta$ находится в сложной зависимости от многих геометрических и режимных параметров решетки, среди которых конфузорность k_p – один из главных влияющих факторов. В связи с этим в анализе для начала разумно разделить условно все решетки на сопловые, имеющие обычно повышенную конфузорность, и рабочие с большим углом поворота потока, имеющие пониженную конфузорность.

По результатам первичного анализа экспериментальных данных [5, 13, 14] можно выделить решетки с такими особенностями зависимости $\Delta\zeta(\Delta\beta_1)$: 1) решетки, в которых до определенного $\Delta\beta_1$ величина $\Delta\zeta \approx 0$; 2) со слабым изменением $\Delta\zeta > 0$ в широком диапазоне изменения $\Delta\beta_1$; 3) с сильным ростом потерь по углу атаки.

Сопловые решетки МЭИ [13] от С-9012А до С-4525А показывают слабый рост $\Delta\zeta$ по углу атаки и небольшие, близкие к нулю, потери в решетках, имеющих большую конфузурность (при $\beta_{1к} = 90^\circ$). В этих решетках снижение λ_2 немного увеличивает значение $\Delta\zeta$.

Аналогичную картину рисуют результаты продувок высококонфузорных решеток ЦИАМ № 27 ($\beta_{1к} = 94^\circ$; $\beta_{2эф} = 21^\circ$; $\bar{t} = 0,6$; $\bar{d}_1 = 0,173$; $k_p = 2,75$) и № 16 ($\beta_{1к} = 80,6^\circ$; $\beta_{2эф} = 14,8^\circ$; $\bar{t} = 0,75$; $k_p = 3,87$). В обеих решетках в диапазоне $\lambda_2 = 0,5-1,1$ потери $\Delta\zeta \leq 0,5\%$ при $\Delta\beta_1 \leq 44^\circ$ [14].

Менее конфузурные сопловые решетки ЦИАМ показывают, конечно, более сильное влияние угла $\Delta\beta_1$. Например, в решетке № 36: ($\beta_{1к} = 58,7^\circ$; $\beta_{2эф} = 28,9^\circ$; $\bar{t} = 0,53$; $\bar{d}_1 = 0,035$; $k_p = 1,76$) при $\Delta\beta_1 = 14^\circ$, $\lambda_2 = 0,8$ потери $\Delta\zeta = 1\%$, а в решетке

№ 69 ($\beta_{1к} = 29,9^\circ$; $\beta_{2эф} = 20,27^\circ$; $\bar{t} = 0,591$; $\bar{d}_1 = 0,016$ – тонкая входная кромка; $k_p = 1,76$) при $\lambda_2 = 0,8$ угол атаки $\Delta\beta_1 = 6^\circ$ дает значение $\Delta\zeta = 1,5\%$ и при $\Delta\beta_1 = 9^\circ$ уже $\Delta\zeta = 4,5\%$.

В рабочих решетках с умеренной конфузурностью и каналами, имеющими небольшую диффузорность на входе, существенно влияние угла $\Delta\beta_1$ [14]. Например, в решетке № 79 при $\lambda_2 = 0,8$ и $\Delta\beta_1 = 20^\circ$ потери $\Delta\zeta \approx 10\%$ (рис. 7,а). В решетке № 102 ($\beta_{1к} = 48,4^\circ$; $\beta_{2эф} = 37,78^\circ$; $\bar{t} = 0,8$; $\bar{d}_1 = 0,071$; $k_p = 1,34$) при $\lambda_2 = 0,8$ и $\Delta\beta_1 = 20^\circ$ потери $\Delta\zeta \approx 16\%$. Обе эти решетки имеют относительно толстую входную кромку \bar{d}_1 , поэтому на эпюре скорости нет ярко выраженного пика скорости на спинке вблизи кромки при $\Delta\beta_1 = 0$, хотя уже при $\lambda_2 > 0,7$ поток разгоняется до сверхзвукового. Угол атаки усиливает разгон и приводит к острому пику, за которым следует интенсивное торможение потока в скачках уплотнения. Поэтому потери от угла атаки столь значительны.

3. Влияние скорости выхода на потери от угла атаки

В литературе о влиянии скорости λ_2 на потери $\Delta\zeta$ приводятся разные сведения [8]. Многие авторы утверждают, что сжимаемость при $\lambda_2 < 1$ мало влияет на зависимость потерь от угла атаки. Именно поэтому есть много зависимостей для расчета $\Delta\zeta$, где влияние λ_2 не учитывается (например, [1, 4, 6, 7, 10]). Авторы [5] предложили зависимость, учитывающую влияние λ_2 на потери $\Delta\zeta$. В соответствии с ней рост λ_2 снижает величину $\Delta\zeta$. Однако в широком диапазоне $\lambda_2 = 0,6-0,9$ результаты расчета сильно отличаются от результатов эксперимента [12].

Как уже отмечено, изменение $\Delta\beta_1$ влияет на обтекание входной части решетки. При $\beta_{1к} \leq 90^\circ$ рост $\Delta\beta_1$ ведет к снижению конфузурности потока $k = \sin\beta_1/\sin\beta_2$ и увеличению λ_1 , ухудшая обтекание спинки. Все это ведет к росту потерь $\Delta\zeta$.

Изложенное свидетельствует о том, что необходимо внимательно изучить влияние λ_2 на потери из-за угла атаки, учитывая описанную физическую картину изменения течения по углу атаки.

Но скорости λ_1 и λ_{max} в пике изменяются в меньшей степени, чем изменяется скорость λ_2 . Поэтому доля потерь на входном участке решетки из-за угла атаки, пропорциональная λ_1^2 , снижается с ростом скорости λ_2 . Именно поэтому рост λ_2 , как и увеличение конфузурности решетки, ослабляет влияние угла атаки на обтекание и потери и снижает сами потери в решетке от угла атаки.

В решетке с меньшей геометрической конфузурностью k_p увеличение угла $\Delta\beta_1$ сильнее снижает конфузурность потока (т. е. больше величины $\Delta\beta_1/\beta_{1к}$) и повышает в большей степени пик скорости на спинке у входной кромки. Поэтому потери

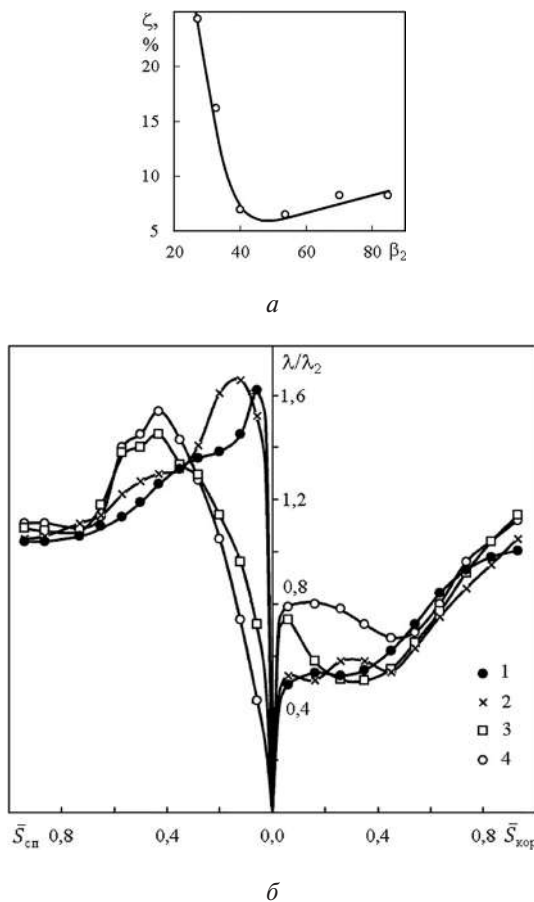


Рис. 7. Решетка № 79: а – потери при $\lambda_2 = 0,8$; б – обтекание при $\lambda_2 = 0,8$ и значениях β_1° : 1 – 27; 2 – 33; 3 – 53; 4 – 70 [14]

$\Delta\zeta$ должны расти сильнее с увеличением угла $\Delta\beta_1$ в решетке с меньшим значением k_p .

В решетке с меньшей конфузурностью и влияние λ_2 должно быть сильнее, ибо доля потерь на входе при $\Delta\beta_1 = 0$ больше и относительно больший рост λ_{\max}/λ_2 с увеличением угла атаки, т. е. в такой решетке зависимость $\Delta\zeta(\Delta\beta_1)$ более резкая. Поскольку с ростом λ_2 одновременно снижаются потери $\Delta\zeta$ и профильные потери ζ_0 при $\Delta\beta_1 = 0$, то отношение $\Delta\zeta/\zeta_0$ изменяется в меньшей степени, чем величина $\Delta\zeta$.

На основании выполненного анализа экспериментальных результатов для многих решеток разной конфузурности и обнаруживается весьма интересная общая особенность изменения $\Delta\zeta(\lambda_2)$: в некотором диапазоне умеренных углов $\Delta\beta_1 \leq 10-15^\circ$ рост λ_2 ведет к нулевым потерям из-за угла атаки $\Delta\zeta = 0$ при достижении примерно критической величины $\lambda_2 \approx \lambda_2^{KP}$. Важно, что при дальнейшем увеличении λ_2 при $\lambda_2 > \lambda_2^{KP}$ потери $\Delta\zeta$ остаются нулевыми. При больших углах $\Delta\beta_1$ за пределами упомянутого диапазона потери $\Delta\zeta$ с ростом λ_2 снижаются и даже более резко до некоторых минимальных, но не равных нулю при $\lambda_2 \approx \lambda_2^{KP}$. Опять-таки важно, что и в таком случае при увеличении λ_2 в некотором диапазоне сверх

λ_2^{KP} потери $\Delta\zeta$ остаются неизменными и равными минимальным, соответствующим значению λ_2^{KP} .

Проиллюстрируем обнаруженную особенность зависимости $\Delta\zeta(\lambda_2)$.

Решетка № 68: $\beta_{1к} = 65,9^\circ$; $\beta_{2эф} = 33,8^\circ$; $\bar{t} = 0,711$; $\bar{d}_1 = 0,087$; $k_p = 1,64$.

Решетка имеет хорошее обтекание при $\Delta\beta_1 = 0$ в диапазоне $\lambda_2 = 0,42-1,03$ (рис. 8). При $\Delta\beta_1 = 5-10^\circ$ с ростом λ_2 в диапазоне $\lambda_2 \approx 0,4-0,9$ потери $\Delta\zeta$ падают и при $\lambda_2 = 0,9$ $\Delta\zeta = 0$. При $\Delta\beta_1 = 15^\circ$ с ростом λ_2 до $\lambda_2 = 0,9$ потери $\Delta\zeta$, как обычно, снижаются, но при $\lambda_2 = 0,9$ значение $\Delta\zeta \approx 0,7\%$.

Решетка №94: $\beta_{1к} = 51,4^\circ$; $\beta_{2эф} = 32^\circ$; $\bar{t} = 0,916$; $\alpha_1 = 0,099$; $k_p = 1,47$. В решетке при $\Delta\beta_1 = 11^\circ$ с ростом λ_2 в диапазоне от 0,55 до 0,9 потери $\Delta\zeta$ снижаются до нуля (рис. 9).

Как известно, существуют решетки, у которых низкое значение $\lambda_2^{KP} = 0,6-0,7$ и рост профильных потерь ζ начинается с этих значений λ_2 .

Часто это решетки корневых сечений рабочих колес, имеющих толстые профили и каналы с местной входной диффузурностью.

Решетка №139: $\beta_{1к} = 42,5^\circ$; $\beta_{2эф} = 31^\circ$; $\bar{t} = 0,7$; $\bar{d}_1 = 0,13$; $k_p = 1,31$.

Рост профильных потерь начинается уже при $\lambda_2 > 0,6$ и потери достигают максимума при $\lambda_2 \approx 0,85$ (рис. 10). Но во всем обследованном диапазоне λ_2

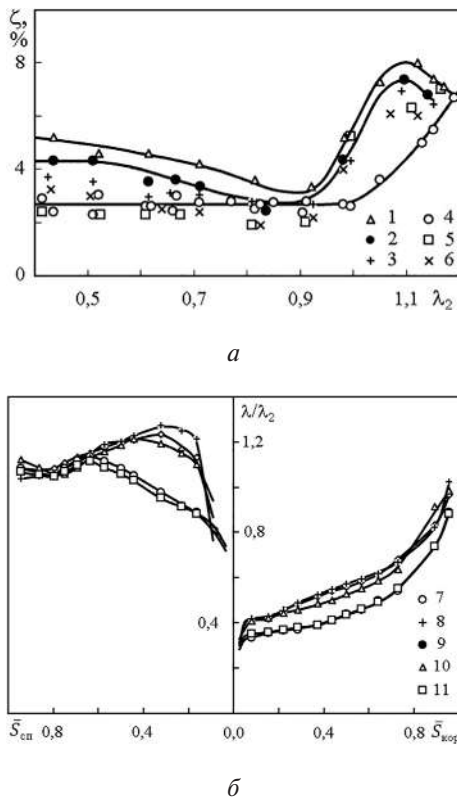


Рис 8. Решетка № 68: а – потери при значениях $\Delta\beta_1^\circ$: 1 – 15; 2 – 10; 3 – 5; 4 – 0; 5 – (-5); б – (-10); б – обтекание при $\beta_1 = 66^\circ$; и значениях λ_2 : 7 – 0,42; 8 – 0,6; 9 – 0,7; 10 – 0,96; 11 – 1,03 [14]

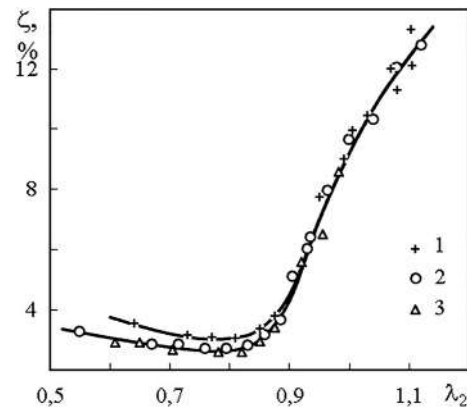


Рис. 9. Потери в решетке № 94: значения β_1° : 1 – 40; 2 – 50; 3 – 60 [14]

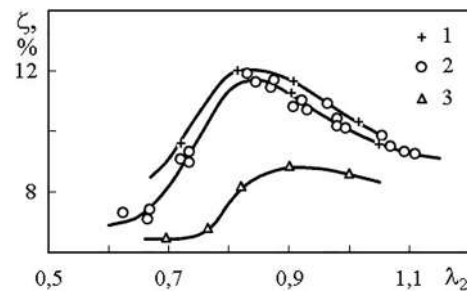


Рис. 10. Потери в решетке № 139: значения β_1° : 1 – 35; 2 – 44; 3 – 60 [14]

от 0,6 до 1,05 потери $\Delta\zeta$ из-за угла атаки $\Delta\beta_1 \approx 5^\circ$ неизменны.

Важно отметить, что в решетках с низкими значениями $\lambda_2^{кр}$ потери $\Delta\zeta$ при умеренных $\Delta\beta_1$ остаются постоянными до $\lambda_2 = 0,7-0,9$. При более высоких λ_2 значение $\Delta\zeta$ может увеличиваться из-за волновых явлений.

Выводы

1. Положительный умеренный угол атаки изменяет главным образом обтекание входной части решетки. Рост угла атаки повышает пик скорости на спинке вблизи кромки иногда до сверхзвуковых значений и увеличивает интенсивность последующего торможения потока с образованием отрывного течения. Влияние этих изменений на спинке превалирует над влиянием улучшения течения на корыте и, очевидно, является основной причиной возникновения потерь от угла атаки $\Delta\zeta$.

2. Конфузорность турбинной решетки $k_p = \sin\beta_{1к}/\sin\beta_{2эф}$ — один из геометрических параметров, определяющих главные газодинамические характеристики решетки — эпюру скоростей, критическую скорость выхода $\lambda_2^{кр}$ и коэффициент профильных потерь ζ .

3. Приведенная скорость выхода λ_2 — режимный параметр, сильно влияющий на газодинамические характеристики решетки. С достижением этой скоростью критического значения $\lambda_2^{кр}$ связано появление в решетке волновых потерь и, как правило, рост значения ζ при увеличении λ_2 сверх $\lambda_2^{кр}$. А достижение предельной скорости выхода $\lambda_2^{пред} > \lambda_2^{кр}$ ведет к запираанию решетки по расходу, после чего при дальнейшем увеличении λ_2 распределение скорости на профиле в канале до горла остается неизменным.

4. При $\lambda_2 < \lambda_2^{пред}$ рост λ_2 повышает ускорение потока на конфузорных участках обтекания, которые обычно занимают большую часть обвода профиля при расчетном натекании. Но в конфузорной решетке скорости течения в канале и максимальная местная скорость на спинке λ_{max} растут в меньшей степени, чем скорость выхода. В результате обнаруживается весьма важное явление: с ростом λ_2 снижается значение степени выходной диффузорности D_e — фактора, который в основном определяет величину профильных потерь. По указанным причинам — увеличению ускорения на конфузорных участках течения и снижению фактора D_e — потери в турбинной решетке с ростом λ_2 уменьшаются.

5. В конфузорной решетке с ростом λ_2 снижаются относительные скорости обтекания λ/λ_2 во входной части канала и ее влияние на профильные потери уменьшается. По этой причине с ростом

λ_2 ослабляется влияние угла атаки на профильные потери и величина $\Delta\zeta$ уменьшается.

6. Снижение потерь от угла атаки с ростом λ_2 ведет к тому, что при умеренных углах $\Delta\beta_1$ (обычно меньше $10-15^\circ$) эти потери становятся практически равными нулю. Скорость выхода, при которой это происходит, близка, как правило, к скорости запираания решетки по расходу $\lambda_2^{пред}$. При $\beta_2 \leq 40^\circ$ эта скорость в первом приближении может быть принята равной 0,95.

7. При $\lambda_2 > \lambda_2^{пред}$ величина $\Delta\zeta$ остается приблизительно постоянной с ростом λ_2 до некоторого его значения, при достижении которого волновые потери начинают превалировать над остальными видами потерь в решетке. Если при скорости $\lambda_2^{кр}$ значение $\Delta\zeta = 0$, то таким его можно принимать и при $\lambda_2 > \lambda_2^{пред}$.

8. В решетках малой степени конфузорности с $k_p < 1,35$ и с низкими значениями $\lambda_2^{пред} \approx 0,6 - 0,7$ обычно с ростом λ_2 при $\lambda_2 > \lambda_2^{пред}$ значение ζ_0 сильно растет. В таких решетках потери от угла атаки $\Delta\zeta$ с ростом λ_2 при $\lambda_2 < \lambda_2^{пред}$, как обычно, снижаются, а при $\lambda_2 > \lambda_2^{пред}$ остаются приблизительно постоянными и равными своим минимальным значениям при значении $\lambda_2^{пред}$.

9. В решетках, близких к активным и с низким значением $\lambda_2^{пред}$, положительный угол атаки может привести к появлению весьма высоких сверхзвуковых скоростей в пике вблизи кромки и последующему за ним диффузорному течению на спинке вплоть до самой выходной кромки. В таком случае величина $\Delta\zeta$ может увеличиваться с ростом λ_2 при $\lambda_2 > \lambda_2^{пред}$.

10. Полученные результаты могут быть использованы при разработке улучшенной методики оценки потерь в решетке из-за угла атаки. Такая методика позволит уточнить расчет характеристики турбины, а также рекомендации по выбору оптимального конструктивного угла на входе в проектируемую решетку.

Список источников

1. Степанов Г.Ю. Гидродинамика решеток турбомашин. — М.: Физматгиз, 1962. — 512 с.
2. Андерсон Д., Таннехил Дж., Плетчер Р. Вычислительная гидромеханика и теплообмен. В 2-х т. / Пер. с англ. С.В. Сенина, Е.Ю. Шальмана; Под ред. Г.Л. Подвидза. — М.: Мир, 1990. Т. 1. — 384 с.
3. Хомылев С.А., Резник С.Б., Ершов С.В. Численное исследование обтекания решеток профилей: Часть 1 — верификация численного метода // Вестник Харьковского политехнического института. 2008.8. С. 1—9.
4. Хорлокк Дж.Х. Осевые турбины / Пер. с англ. канд. техн. наук Б.Н. Чумаченко. — М.: Машиностроение, 1972. — 212 с.

5. Максимова М.К., Вавилов Г.А. Влияние угла входа потока на профильные потери турбинной решетки // Труды КАИ: Сборник научных трудов. 1973. № 153. С. 33–40.
6. Monstapha S.H., Kasker S.C., Tremblay B. An improved incidence losses prediction for turbine airfoils // ASME 1989 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition (04–08 June 1989; Toronto, Ontario, Canada). Paper No. 89-GT-284, V001T01A100. DOI: 10.1115/89-GT-284
7. Лапшин К.Л. Оптимизация проточных частей многоступенчатых турбин. – СПб.: Изд-во Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, 1992. – 196 с.
8. Мамаев Б.И., Ермолаев Г.В. Исследование турбинных решеток при отрицательных углах атаки // Теплоэнергетика. 2023. № 3. С. 64–72.
9. Венедиктов В.Д. Газодинамика охлаждаемых турбин. – М.: Машиностроение, 1990. – 246 с. DOI: 10.56304/S0040363623030037
10. Дейч М.Е. Газодинамика решеток турбомашин. – М.: Энергоатомиздат, 1996. – 528 с.
11. Емин О.Н., Лысенко Г.Н. Исследование течений и потерь в плоских турбинных решетках при больших отрицательных углах атаки // Теплоэнергетика. 1971. № 1. С. 73–75.
12. Мамаев Б.И., Осипов И.Л. Влияние угла атаки на профильные потери в турбинных решетках // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2006. № 1. С. 66–68.
13. Дейч М.Е., Филиппов Г.А., Лазарев Л.Я. Атлас профилей решеток осевых турбин: Учеб. пособие. – М.: Машиностроение, 1965. – 96 с.
14. Венедиктов В.Д., Грановский А.В., Карелин А.М. и др. Атлас экспериментальных характеристик плоских решеток охлаждаемых газовых турбин. – М.: Изд-во ЦИАМ, 1990. – 393 с.
15. Абианц В.Х. Теория авиационных газовых турбин. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 246 с.
16. Аронов Б.М., Жуковский М.И., Журавлев В.А. Профилирование лопаток авиационных газовых турбин. – М.: Машиностроение, 1975. – 192 с.
17. Мамаев Б.И., Рябов Е.К. Распределение потерь в турбинной решетке по участкам межлопаточного канала // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2000. № 1. С. 60–62.
18. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. В 2 ч. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1991. – (597 + 301) с.
19. Мамаев Б.И., Сандимирова Т.А. Уточнение рекомендаций по выбору густоты турбинной решетки // Рабочие процессы в охлаждаемых турбомашинах и энергетических установках: Межвуз. сборник. – Казань: КАИ, 1995. С. 37–42.
20. Dixon S.L., Hall C. Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery. – 6th ed. – Boston: Butterworth-Heinemann, 2010. – 480 p.

References

1. Stepanov G.Yu. *Gidrodinamika reshetok turbomashin* (Hydrodynamics of turbomachine gratings), Moscow, Fizmatgiz, 1962, 512 p.
2. Anderson D.A., Tannehill J.C., Pletcher R.H. *Computational fluid mechanics and heat transfer*. 3rd ed. CRC Press, 2016, vol. 1, 774 p.
3. Khomylev S.A., Reznik S.B., Ershov S.V. *Vestnik Khar'kovskogo politekhnicheskogo instituta*, 2008, pp. 1-9.
4. Horlock J.H. *Axial flow turbines*. Butterworths Scientific Publications, 1966, 268 p.
5. Maksutova M.K., Vavilov G.A. *Trudy KAI. Sbornik nauchnykh trudov*, 1973, no. 153, pp. 33-40.
6. Monstapha S.H., Kasker S.C., Tremblay B. An improved incidence losses prediction for turbine airfoils. *ASME 1989 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition (04–08 June 1989; Toronto, Ontario, Canada)*. Paper No. 89-GT-284, V001T01A100. DOI: 10.1115/89-GT-284
7. Lapshin K.L. *Optimizatsiya protochnykh chastei mnogostupenchatykh turbin* (Optimization of flow parts of multistage turbines), St. Petersburg, Sankt-Peterburgskii politekhnicheskii universitet Petra Velikogo, 1992, 196 p.
8. Mamaev B.I., Ermolaev G.V. *Teploenergetika*, 2023, no. 3, pp. 64-72.
9. Venediktov V.D. *Gazodinamika okhlazhdaemykh turbin* (Gas dynamics of cooled turbines), Moscow, Mashinostroenie, 1990, 246 p. DOI: 10.56304/S0040363623030037
10. Deich M.E. *Gazodinamika reshetok turbomashin* (Gas dynamics of turbomachine grids), Moscow, Energoatomizdat, 1996, 528 p.
11. Emin O.N., Lysenko G.N. *Teploenergetika*, 1971, no. 1, pp. 73-75.
12. Mamaev B.I., Osipov I.L. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Aviatsonnaya tekhnika*, 2006, no. 1, pp. 66-68.
13. Deich M.E., Filippov G.A., Lazarev L.Ya. *Atlas profilei reshetok osevykh turbin* (Atlas of profiles of axial turbine gratings), Moscow, Mashinostroenie, 1965, 96 p.
14. Venediktov V.D., Granovskii A.V., Karelin A.M. et al. *Atlas ehksperimental'nykh kharakteristik ploskikh reshetok okhlazhdaemykh gazovykh turbin* (Atlas of experimental characteristics of flat grids of cooled gas turbines), Moscow, TSIAM, 1990, 393 p.
15. Abians V.K.H. *Teoriya aviatsonnykh gazovykh turbin* (Theory of aviation gas turbines), 3rd ed. Moscow, Mashinostroenie, 1979, 246 p.
16. Aronov B.M., Zhukovskii M.I., Zhuravlev V.A. *Profilirovaniye lopatok aviatsonnykh gazovykh turbin* (Profiling of blades of aviation gas turbines), Moscow, Mashinostroenie, 1975, 192 p.

17. Мамаев В.И., Рыбов Е.К. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Aviatsionnaya tekhnika*, 2000, no. 1, pp. 60-62.
18. Abramovich G.N. *Prikladnaya gazovaya dinamika. V 2 ch.* (Applied gas dynamics. In 2 parts), 5th ed. Moscow, Nauka, 1991, (597 + 301) p.
19. Mamaev B.I., Sandimirova T.A. *Rabochie protsessy v okhlazhdaemykh turbomashinakh i ehnergeticheskikh ustanovkakh. Sbornik statei.* Kazan, KAI, 1995, pp. 37-42.
20. Dixon S.L., Hall C. *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery*. 6th ed. Boston, Butterworth-Heinemann, 2010, 480 p.

Статья поступила в редакцию 01.12.2023; одобрена после рецензирования 26.12.2023; принята к публикации 28.12.2023.

The article was submitted on 01.12.2023; approved after review ing on 26.12.2023; accepted for publication on 28.12.2023.