Б. И. Мамаев

ВЛИЯНИЕ УГЛА АТАКИ НА УГОЛ ВЫХОДА ПОТОКА ИЗ ПЛОСКОЙ ТУРБИННОЙ РЕШЕТКИ

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

β — углы потока и решетки;
i — угол атаки;
λ — приведенная скорость;
ζ — коэффициент профильных потерь;
t — шаг решетки;
$\bar{t}$ — относительный шаг (отношение шага к хорде);
$\bar{k}_G$ — относительный расходный параметр.

ИНДЕКСЫ

1 — вход в решетку;
2 — выход из решетки;
т — теоретический;
к — конструктивный;
эф — эффективный;
гр — граничный;
C — в точке горла на спинке.

При расчете характеристики турбины необходимо учитывать влияние угла атаки $i=\beta_{1к}-\beta_1$ на параметры потока в лопаточных решетках, в том числе и на угол выхода β_2.

Ошибки в определении величин β_2 ведут к ошибкам в определении газодинамических параметров турбины — ее мощности, пропускной способности и др. Эти ошибки приводят к неприятным последствиям уже в том случае, когда используются характеристики турбины еще до ее изготовления, например, при анализе работы проектируемого двигателя на различных режимах. И при анализе результатов испытаний ошибки в расчетном определении угла β_2 дают ложное представление о картине течения в проточной части, что в свою очередь препятствует разработке эффективных мероприятий, улучшающих работу двигателя. Этим объясняется большое практическое значение, которое имеет повышение точности расчетных методов определения угла потока на выходе из решетки профилей.

Четких сведений о том, как угол атаки влияет на угол β_2, в известной нам литературе нет. Некоторые авторы считают, что зависимостью угла выхода от угла атаки можно пренебречь [1] — [4]; другие, соглашаясь с этим для случая $i<0$, отмечают, что при $i>0$ угол β_2 имеет тенденцию к росту, который сильнее в менее конфузорных решетках, однако не дают никаких объяснений этому росту и не приводят зависимостей для его учета [5]—[7].

Для уточнения влияния угла i на угол β_2 были проанализированы результаты воздушных продувок плоских решеток, приведенные в работах [8], [9]. Условия продувок были следующие: сопловые и рабочие решетки с сужающимися каналами широкого

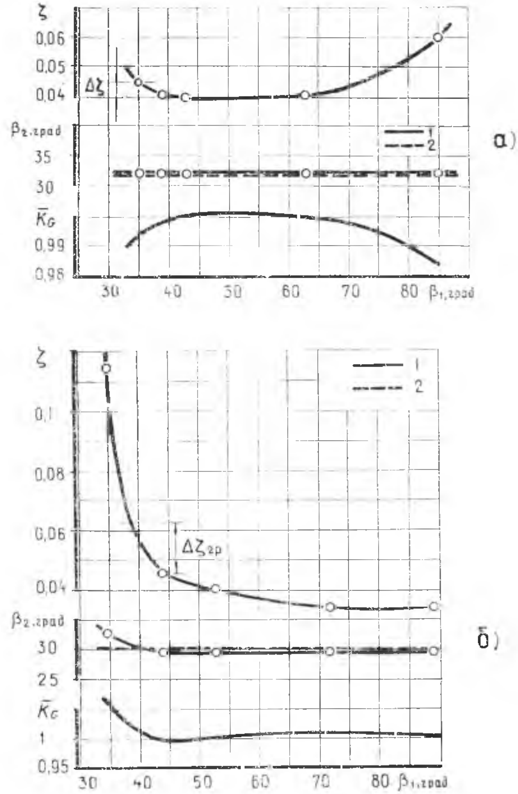

Рис. 1. Результаты эксперимента и расчетов:

1 — β_2 по эксперименту [8], *2* — β_2 по расчету [10]; *а* — решетка Р4321А, $\bar{t} = 0{,}625$; $\lambda_{2т} = 0{,}81 \div 0{,}87$; *б* — решетка Р5328А, $\bar{t} = 0{,}69$; $\lambda_{2т} = 0{,}65$

класса; величина $\lambda_{2т}$ $0{,}3 \div 1{,}4$; числа Рейнольдса находились в области автомодельности; степень начальной турбулентности — в пределах 1—2%.

Практически во всех рассмотренных решетках отрицательные углы атаки, при которых проводились продувки, не привели к изменению угла β_2 по сравнению со случаем безударного натекания. При этом изменение потерь в решетках по углу входа было обычное: коэффициент ζ достигал минимума, как правило, при небольших ударах в спинку, а отступления от оптимального угла атаки $i>0$ сопровождались более резким ростом потерь, чем при $i<0$ (рис. 1).

Кроме того, при продувке решеток, приведенных в табл. 1, совершенно не обнаружено влияние угла атаки на угол β_2 во всем диапазоне значений угла i, в том числе и при $i>0$ (см. рис. 1 и рис. 2, кривая 1).

У другой части решеток, данные о которых представлены в табл. 2, при увеличении угла удара в корыто, начиная с некоторого значения $i = i_{гр}$, угол β_2 возрастает. Пример экспериментальных зависимостей для таких решеток приведен на рис. 1, *б*.

Эксперименты показывают, что при уменьшении густоты решетки может усиливаться влияние угла атаки на угол β_2. Так, в решетке профилей Т-3 при значении $\bar{t} = 0{,}555$ угол выхода не меняется с увеличением угла i до 3°, в то время как при $\bar{t} = 0{,}644$ углу $i = 3°$ соответствует угол β_2, примерно на 1° больший угла β_2 на режиме с углом $i = 0$ (см. рис. 2).

Диапазон углов i, в котором угол выхода β_2 не меняется, назовем диапазоном слабых углов атаки. Очевидно, знание границ этого диапазона имеет практическое значение при расчете характеристики турбины.

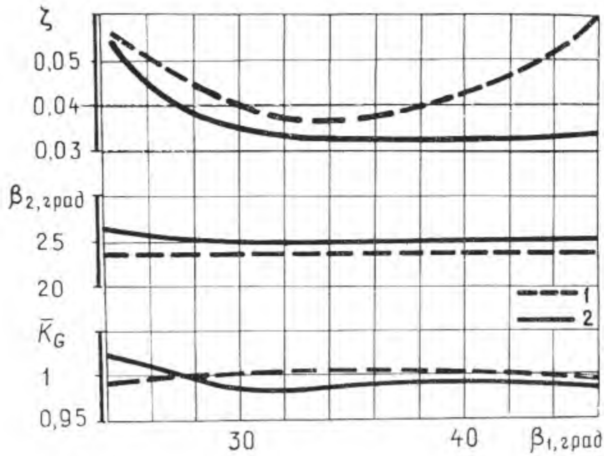

Рис. 2. Результаты эксперимента [9] и расчетов для решетки из профилей Т-3 ($\lambda_{2т} = 0{,}33$):

1 — $\bar{t} = 0{,}555$; *2* — $\bar{t} = 0{,}644$

Эксперименты показывают, что при $i<0$ граница диапазона слабых углов атаки (если она и существует), лежит в области таких больших углов удара в спинку (иногда больше 40—50°), при которых решетки не продувались. Следовательно, если в расчете характеристики принять $\beta_2 = \mathrm{const}$ при всех $i<0$, то это может привести к заметным ошибкам лишь при решении задач, связанных с изучением режимов частичной нагрузки турбины, далеких от расчетного режима.

Было замечено, что характерным показателем влияния угла атаки является скорость изменения коэффициента профильных потерь по углу атаки, т. е. $\zeta' = d\zeta/di$. Оценить величину этого показателя в рассматриваемых решетках несложно, поскольку для каждой из них известна экспериментальная зависимость $\zeta = \zeta(\beta_1)$.

Результаты такой оценки и были использованы при отыскании граничного значения $i_{гр} = \beta_{1к} - \beta_{1гр} > 0$. Для этого были вычислены при $i>0$: а) для каждой решетки табл. 1 максимальное изменение коэффициента потерь $\Delta\zeta$ в пятиградусном диапазоне изменения угла β_1 (см. рис. 1, *а*) и средняя в этом диапазоне скорость прироста коэффициента потерь $\bar{\zeta}' = \frac{1}{5}\Delta\zeta$; *б*) для каждой решетки табл. 2 значение $\Delta\zeta_{гр}$ в том диапазоне изменения угла входа $\beta_{1гр} \div (\beta_{1гр} - 5°)$, в котором уже заметен рост угла β_2 (см. рис. 1, *б*), и средняя скорость прироста коэффициента потерь $\bar{\zeta}' = \frac{1}{5}\Delta\zeta_{гр}$ (см. табл. 1 и 2).

Из вычислений видно, что для решеток табл. 1 величины $\Delta\zeta \leqslant$ $\leqslant 0{,}013$ и $\bar{\zeta}' \leqslant = 0{,}0026$; а для большинства решеток и табл. 2 величины $\Delta\zeta'_{гр} = 0{,}015 \div 0{,}02$ и $\bar{\zeta}'_{гр} = 0{,}003 \div 0{,}004$.

Таблица 1

Решетка, профиль	Геометрические параметры			Условия продувок		Результаты продувок	
	$\beta_{1к}$ *град*	$\beta_{2эф}$ *град*	$\bar{t}$	β_1, *град*	$\lambda_{2т}$	$\Delta\zeta$	$\overline{\zeta^1}$ *град*$^{-1}$
С9014Б	90	14	0,595	70÷110	0,6÷1,4	0	0
С9017Б	90	17	0,685	70÷110	0,7÷1,4	0	0
С9020А	90	20	0,691	84÷96	0,915	0,0013	0,00026
С7137Б	71	37,5	0,96	60÷80	0,78÷1,1	0,007	0,0014
С7138Б	71	38,5	0,695	60÷80	0,79÷1,1	0	0
Р6346А	63	46	0,566	40÷103	0,8÷1,1	0,0025	0,0005
Р6332А	63	32	0,716	56÷70	0,925	0,0017	0,00034
Р6134А	63	34	0,842	57÷69	0,92	0	0
Р4730А	47	30,3	0,665	30÷80	0,815	0,005	0,001
Р4231А	42,5	31	0,625	35÷85	0,65÷0,87	0,005	0,001
ТН—1	90	12,5	0,75	40÷140	0,33	0,005	0,001
Т-3	27,5	23	0,555	24÷46	0,33	0,013	0,0026
Т-4	45	30	0,517	35÷55	0,33	0	0
Т-6	65	40	0,484	50÷85	0,33	0,004	0,0008

Таблица 2

Решетка, профиль	Геометрические параметры			Условия продувок		Результаты продувок	
	$\beta_{1к}$ *град*	$\beta_{2эф}$ *град*	t	β_1 *град*	$\lambda_{2т}$	$\Delta\zeta_{гр}$	$\overline{\zeta^1}_{гр}$, *град*$^{-1}$
Р59534А	59	33,6	0,705	39÷110	0,815	0,02	0,004
Р5541А	55	41	0,668	35÷95	0,7	0,015	0,003
Р5328А	53,5	28,3	0,69	35÷92	0,64÷0,87	0,017	0,0034
Р5140А	51	40	0,613	41÷61	0,76÷1,05	0,015	0,003
Р5138А	51	38,5	0,865	41÷61	0,75÷1,08	0,018	0,0036
Р5032Б	50	32	0,613	30÷70	0,6÷1,3	0,018	0,0036
Р4339А	43	39	0,47	33÷53	1	0,015	0,03
Р4240А	42,5	39,6	0,587	30÷85	0,7÷1	0,02	0,004
Т-1	25	17	0,715	15÷35	0,33	0,048	0,0096
Т-3	27,5	25	0,644	24÷45	0,33	0,015	0,003
Т-4	45	33	0,715	34÷56	0,33	0,014	0,0028
Т-6	65	42	0,636	50÷85	0,33	0,01	0,002

Таким образом, можно считать, что в плоской турбинной решетке границе диапазона слабых углов атаки при $i>0$ соответствует начало того пятиградусного диапазона углов β_1, в котором коэффициент профильных потерь при увеличении угла атаки возрастает, примерно, на 0,017 (или в котором средняя скорость роста коэффициента потерь равна 0,0034 град$^{-1}$).

В работе [10] получены уравнения для определения угла выхода β_2 и предельной скорости на выходе $\lambda_{2т}^{пред}$ при которой в горле решетки наступает кризис. При выводе этих уравнений предполагалось, что кромочные потери составляют основную долю потерь в косом срезе при допредельных скоростях на выходе и что обтекание спинки в окрестностях горла безотрывное, т. е. направление потока на спинке в горле (угол β_c) определяется направлением касательной к спинке. Поскольку эти предположения являются основными из тех, которые можно связать с углом атаки, то, в случае их справедливости для режимов нерасчетного натекания, полученные уравнения будут верны и при $i \neq 0$.

Теория и расчет показывают [3], [11], что в достаточно густых решетках течение в косом срезе практически не зависит от условий течения на входном участке канала. Кроме того, эксперименты доказывают [12], что при угле $i<0$ отрывы, возникающие со стороны корыта, до выходной кромки обычно не распространяются. Поэтому при $i<0$ коэффициент потерь в косом срезе можно определять так, как предложено в работе [10]. При этом все дополнительные потери или уменьшения потерь, связанные с ударом в спинку, будут отнесены к входному участку канала до горла.

Так как при $i<0$ нарушений обтекания спинки не наблюдается (см., например, результаты экспериментов в работе [12]), можно считать верным и предположение о направлении потока в горле.

Проверка показала, что расчет угла β_2 по уравнению работы [10] дает результаты, хорошо согласующиеся с экспериментами при $i<0$ (см. рис. 1). По расчету величины β_2 и $\lambda_{2т}^{пред}$ в решетке остаются практически неизменными.

Очевидно, указанные предположения будут корректными и при положительных углах атаки $i<i_{гр}$ (см. результаты расчетов β_2 на рис. 1). Это означает, что слабые удары в корыто приводят к таким отрывам, которые хотя и вызывают заметный рост потерь, но не влияют на характер течения в косом срезе решетки.

Итак, во всем диапазоне слабых углов атаки $i<i_{гр}$ угол β_2 можно рассчитать с высокой точностью по уравнению работы [10], используя данные в ней рекомендации по определению коэффициента потерь в косом срезе и направления потока в горле.

Рост угла β_2 при увеличении угла атаки больше граничного значения $i_{гр}$ указывает на то, что произошли существенные нарушения течения в выходной части решетки. И как показывают расчеты, одним увеличением потерь в косом срезе нельзя объяснить полученный в экспериментах прирост угла β_2 по сравнению с его величиной в диапазоне слабых углов атаки. Так, например, если в решетке Р5328А при $\beta_1=35°$ и $\lambda_{2т}=0{,}65$ даже все дополнительные потери по сравнению с потерями при $\beta_{1гр}=44°$ отнести к косому срезу, то расчетная величина прироста угла β_2 будет равняться 40′. Фактический же прирост равен $\sim 3°$.

Предположим, что при углах атаки $i>i_{гр}$, вызывающих интенсивный срыв потока на спинке, изменяется направление потока в горле и увеличивается угол β_c. В этом случае расчет показывает, что средняя скорость потока в горле существенно растет, вследствие чего величина $\lambda_{2т}^{пред}$ уменьшается («запирание» наступает при меньшем перепаде давлений на решетке) и увеличивается угол β_2.

Так, в решетке Р5328А при $i \leqslant i_{гр}$ угол $\beta_c = 39°$; если при $\beta_1 = 35°$ выбрать угол $\beta_c = 70°$ и только половину дополнительных потерь по сравнению с потерями при $\beta_{1гр} = 44°$ отнести к косому срезу, то расчет по уравнению работы [10] дает совпадающее с экспериментальным значение угла $\beta_2 = 33°$ (см. рис. 1, *б*).

Аналогичным подбором величин β_c можно обеспечить совпадение расчетных и экспериментальных значений β_2 при $i > i_{гр}$ и для других решеток табл. 2. Однако надежные обобщенные рекомендации по коррекции угла β_c получены не были.

Результаты экспериментов позволяют ответить на вопрос, как изменяется пропускная способность решетки по углу атаки.

Из уравнения расхода для заданной плоской решетки

$$G = m \frac{p_1^* t}{\sqrt{T^*}} y(\lambda_2) \pi(\lambda_{2т}) \sin \beta_2,$$

где G — расход газа для единицы высоты решетки,
p^*, T^* — давление и температура торможения потока,
$y(\lambda)$, $\pi(\lambda)$ — газодинамические функции,
m — коэффициент по работе [13],

видно, что расходным параметром, пропорциональным пропускной способности решетки при $\lambda_{2т} = \text{const}$, является величина

$$k_G = y(\lambda_2) \sin \beta_2,$$

причем приведенная скорость выхода $\lambda_2 = \lambda_{2т} \sqrt{1 - \zeta}$.

Для решеток по известным из эксперимента зависимостям $\zeta = \zeta(\beta_1)$ и $\beta_2 = \beta(\beta_1)$ расчетом были найдены зависимости относительной величины $\overline{k}_G = \frac{k_G}{k_G^р}$ от угла β_1, где $k_G^р$ и k_G — значения расходного параметра соответственно при расчетном угле входа $\beta_1 = \beta_{1к}$ и произвольном значении β_1 (см. рис. 1 и 2).

При $i < i_{гр}$, когда $\beta_2 = \text{const}$, характер зависимости $\overline{k}_G = f(\beta_1)$ определяется характером протекания коэффициента ζ по углу β_1, причем снижение ζ вызывает увеличение $\overline{k}_G$ (здесь снижение потерь приводит как бы к расширению горла, а рост — к его заужению). Соответственно этому изменяется и пропускная способность $\frac{G \sqrt{T^*}}{p_1^*}$, которая достигает максимума при оптимальном угле атаки, соответствующем минимальным потерям.

При $i > i_{гр}$ с увеличением угла атаки из-за роста β_2, несмотря на ускоряющийся рост коэффициента ζ, увеличивается и параметр k_G (см. рис. 1, *б* и рис. 2, кривая 2). Это увеличение расход-

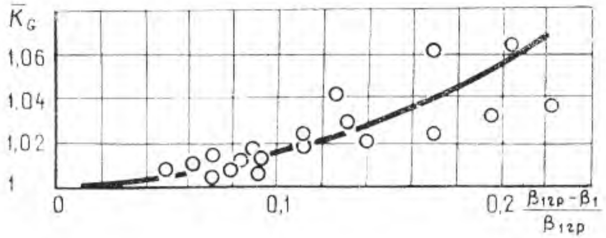

Рис. 3. Влияние угла атаки на пропускную способность решетки (при $i > i_{гр}$)

ного параметра, а следовательно, и пропускной способности решетки, по сравнению с его величиной на режиме $i = i_{гр}$ достигает в рассматриваемых случаях почти 7%.

Согласно работе [10], такой заметный рост пропускной способности решетки можно объяснить увеличением скорости в горле, преобладающим над влиянием факторов, приводящих к заужению горла (т. е. над ростом потерь до горла и ростом угла χ, характеризующего отклонение вектора средней скорости в горле от нормали к сечению горла; угол χ увеличивается с ростом β_c).

Значения параметра k_G для решеток, приведенных в табл. 2, при $i > i_{гр}$ были представлены функцией относительного параметра $\frac{i - i_{гр}}{\beta_{1к} + i_{гр}} = \frac{\beta_{1гр} - \beta_1}{\beta_{1гр}}$ (рис. 3). Полученная приближенная зависимость описывается эмпирическим уравнением

$$\bar{k}_G = 1 + 1,4\left(\frac{\beta_{1гр} - \beta_1}{\beta_{1гр}}\right)^2,$$

которое справедливо при $i/\beta_{1к} < 0,4$ и $\zeta < 0,12$.

Это уравнение совместно с зависимостью $\zeta = \zeta(\beta_1)$ помогает рассчитать величину угла выхода потока из решетки и позволяет уточнить расчетную характеристику турбины с относительно длинными лопатками в области сильно нагруженных режимов при $i > i_{гр}$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Абианц В. Х. Теория газовых турбин реактивных двигателей. М., «Машиностроение», 1965.
2. Степанов Г. Ю. Основы теории лопаточных машин, комбинированных и газотурбинных двигателей. М., Машгиз, 1958.
3. Дейч М. Е., Филиппов Г. А., Лазарев Л. Я. Атлас профилей решеток осевых турбин. М., «Машиностроение», 1965.
4. Хорлокк Дж. Х. Осевые турбины. (Газовая динамика и термодинамика). М., «Машиностроение», 1972.
5. Шнеэ Я. И. Газовые турбины. М., Машгиз, 1960.

6. Матвеев Г. А. и др. Аэродинамика проточной части судовых турбин. Л., Судпромгиз, 1961.
7. Ainley D. G., Mathieson G. C. R. An examination of the flow and pressure losses in blade rows of axial-flow turbines. «Aeronautical Research Council. Reports &c Mem» 1955, № 2891.
8. Емин О. Н., Розанов И. Г. Течение и потери в плоской турбинной решетке профилей.М., Оборонгиз, 1961.
9. Гукасова Е. А. и др. Аэродинамическое совершенствование лопаточных аппаратов паровых и газовых турбин. М-Л., Госэнергоиздат, 1960.
10. Аронов Б. М., Мамаев Б. И. Определение угла выхода потока газа из плоской турбинной решетки профилей. Известия вузов, «Авиационная техника», 1964, № 1.
11. Жуковский М. И. Расчет обтекания решеток профилей турбомашин. М.-Л., Машгиз, 1960.
12. Дейч М. Е. Техническая газодинамика. М., Госэнергоиздат, 1961.
13. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика. М., «Наука», 1969, стр. 222.