

МАШИНОСТРОЕНИЕ

А. С. МАКСУДЯН, Б. А. ЧЕРНИКОВ

ВЛИЯНИЕ ЧИСЛА РЕЙНОЛЬДСА НА КОНЦЕВЫЕ ПОТЕРИ

В статье рассматривается вопрос влияния числа Рейнольдса на концевые потери в прямых решетках и в условиях вращающейся турбинной ступени. Испытания прямых решеток проводились на статическом стенде, а ступени — в экспериментальной турбине лаборатории турбиностроения ЛПИ им. М. И. Калинина. Тщательная отделка поверхностей лопаток исключала влияние шероховатости.

В литературе рекомендованы формулы, учитывающие изменение концевых потерь в зависимости от числа Рейнольдса. Формула МЭИ, полученная на основе теории размерности, для несжимаемой жидкости имеет вид

$$\zeta_k = \frac{0,13}{Re_m \bar{l}} \left[ 1 + B \left( 1 + \frac{\operatorname{ctg} \beta_1}{\operatorname{ctg} \beta_2} \right) \right] \cdot l^2 \cdot \cos^2 \beta_2 \quad (1)$$

Здесь  $Re_m$  — число Рейнольдса, подсчитанное по выходной скорости и величине хорды профиля;

$m$  и  $B$  — коэффициенты, зависящие от режима течения;

$\beta_1$  и  $\beta_2$  — углы входа и выхода потока;

$\bar{l}$  и  $\bar{l}$  — относительное удлинение лопатки и относительный шаг.

Величину коэффициента  $m$  предлагается принимать, равной 0,27 и 0,5 для турбулентного и ламинарного режимов течения соответственно, т. е. так же, как и для профильных потерь. Тогда согласно [1] для концевых потерь следует ожидать таких же закономерностей изменения по  $Re_m$ , что и для профильных. Формула Г. А. Зальфа

$$\zeta_k = \frac{\xi_k}{Re_m \bar{l}} \quad (2)$$

приводит к аналогичному выводу о степени влияния  $Re_m$  на  $\zeta_k$ . В выражении (2) коэффициент  $\xi_k$  учитывает увеличение концевых потерь в решетке профилей из-за вторичных течений по сравнению с решеткой пластины.  $\xi_k$  — постоянная, зависящая только от режима течения. Согласно выражениям (1) и (2) число Рейнольдса существенно влияет на концевые потери даже при безотрывном течении в прямой решетке.

Для разработки надежных рекомендаций несомненно необходимы экспериментальные исследования различных решеток в возможно

широком диапазоне изменения  $Re_2$ . С этой целью были проведены испытания двух рабочих решеток, реактивной (Л-1.5) и активной (Т-3). Число Рейнольдса менялось за счет скорости в пределах  $7 \cdot 10^4 - 5,2 \cdot 10^5$  для реактивной и  $5 \cdot 10^4 - 5 \cdot 10^5$  для активной решеток. Число  $M$  в опытах не превосходило 0,5, так что сжимаемость воздуха не могла оказать заметного влияния. Результаты этих опытов изображены на рис. 1. Здесь же представлены данные опытов

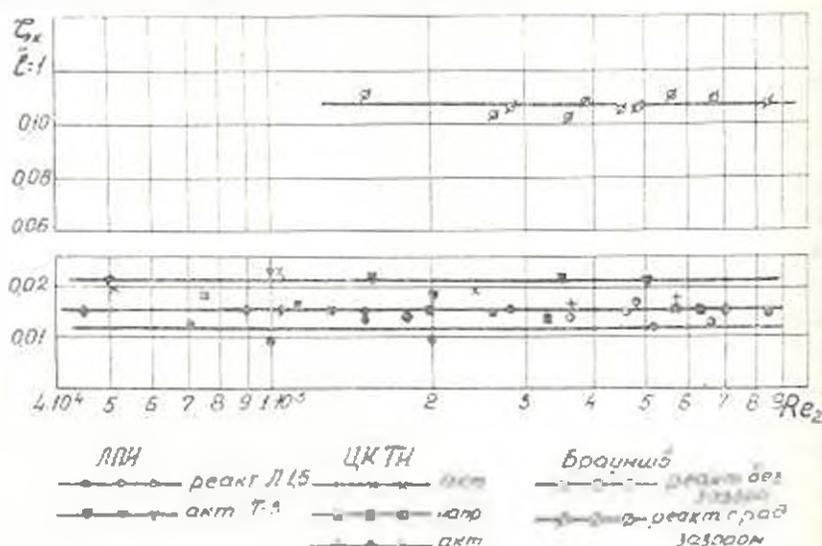


Рис. 1. Влияние числа Рейнольдса на концевые потери в прямых решетках.

Е. А. Лукасовой и Г. Хуберта [1]. Величина  $\zeta_x$  для всех решеток соответствует относительному удлинению лопатки  $l/b = 1$ . Как видно из рис. 1, результаты экспериментальных исследований различных авторов свидетельствуют об отсутствии заметного влияния числа Рейнольдса на концевые потери. Это справедливо как для активных, так и для реактивных решеток. Кроме того, Г. Хуберт [1] провел испытания также при наличии радиального зазора в решетке. В этом случае концевые потери также остаются практически постоянными во всем диапазоне изменения  $Re_2$ . Анализ эпюр распределения коэффициента потерь энергии по высоте лопатки показал, что увеличение его локального значения происходит как в среднем сечении, так и в области, охваченной концевыми явлениями. Однако это увеличение происходит приблизительно на одну и ту же величину, вследствие чего не наблюдается заметного увеличения суммарного значения концевых потерь. Таким образом, на основе испытаний целого ряда решеток установлено, что влияние числа Рейнольдса на концевые потери практически отсутствует и его можно не учитывать в диапазоне  $5 \cdot 10^4 < Re_2 < 8,5 \cdot 10^5$ . Отклонение среднего угла выхода потока из вторичных течений и трения на торцевых поверхностях также сохраняется практически постоянным при различных  $Re_2$ . Эти выводы относятся только к условиям безотрывного течения в прямых решетках.

**Испытания турбинной ступени.** В прямой решетке у корня лопатки возникают такие же явления, как у вершины. В кольцевых решетках картина течения у корня и периферии существенно различна. Это различие имеет место вследствие особенностей течения у ограничивающих поток цилиндрических поверхностей. Циркуляционное обтекание внутренней цилиндрической поверхности в сопловых каналах и в кольцевом пространстве за направляющим аппаратом сопровождается нарастанием пограничного слоя и стремлением потока к отрыву. Эти явления усиливаются под влиянием вторичных течений вблизи концов лопаток [2]. Согласно экспериментальным исследованиям изолированных кольцевых решеток со сравнительно малыми значениями  $d/l$  поток имеет склонность к отрыву от внутренней цилиндрической поверхности с образованием у корня лопаток области слабоподвижной жидкости или так называемой "застойной зоны". Это сопровождается появлением значительной неоднородности потока как перед рабочим колесом, так и за ним. Потери на вихреобразование и внутреннее трение в потоке при возникновении "застойной зоны" могут существенно уменьшить к.п.д. ступени. Нарушение структуры потока в осевом зазоре неблагоприятно сказывается на обтекании рабочих лопаток и приводит к дополнительному снижению экономичности. Теоретическое рассмотрение задачи возникновения отрывов у корня кольцевой решетки связано с целым рядом допущений. Наиболее существенным из них является допущение об отсутствии вязкости. Учесть теоретически влияние вязкости на отрывные явления чрезвычайно сложно.

С целью дальнейшего освещения вопроса были проведены испытания турбинной ступени. Исследуемая ступень реактивного типа с закрученными лопатками имела следующие характеристики: отношение  $d/l = 6,1$ , высота сопловой лопатки  $l_s = 58$  мм и величина хорды  $b_s = 66,7$  мм. Соответственно для рабочей лопатки — высота  $l_r = 62$  мм и величина хорды на среднем диаметре рабочего колеса  $b = 25,8$  мм. Степень реактивности на среднем диаметре и при оптимальном значении отношения  $\alpha/C_a$  составляла  $\mu = 0,32$ , а у корня  $\mu' = 0,11$ . Опыты проводились методом получения суммарных характеристик и траверсирования потока за рабочим колесом. Результаты траверсирования на выходе из ступени позволяют также судить о характере течения в межвенцевом зазоре.

Суммарные характеристики ступени согласно опытам представлены на рис. 2 в виде зависимости мощностного к.п.д.  $\eta$  от характеристического отношения  $\alpha/C_a$ . Здесь различным кривым соответствуют следующие значения числа Рейнольдса: кривой 1 —  $R'_{0,21} = 7,02 \cdot 10^4$  и  $R'_{0,21} = 1,58 \cdot 10^5$ ; 2 —  $R'_{0,21} = 5,4 \cdot 10^4$  и  $R'_{0,21} = 1,2 \cdot 10^5$ ; 3 —  $R'_{0,21} = 4,4 \cdot 10^4$  и  $R'_{0,21} = 9,5 \cdot 10^4$ ; 4 —  $R'_{0,21} = 3,4 \cdot 10^4$ ,  $R'_{0,21} = 7 \cdot 10^4$ ; 5 —  $R'_{0,21} = 2,4 \cdot 10^4$ ,  $R'_{0,21} = 5 \cdot 10^4$ . Отметим, что при больших значениях числа Рейнольдса

опытные значения к.п.д. достаточно точно соответствуют их величине по кривой 1, т. е. эта кривая характеризует начало области отсутствия влияния числа Рейнольдса. Максимальное значение (мощно-

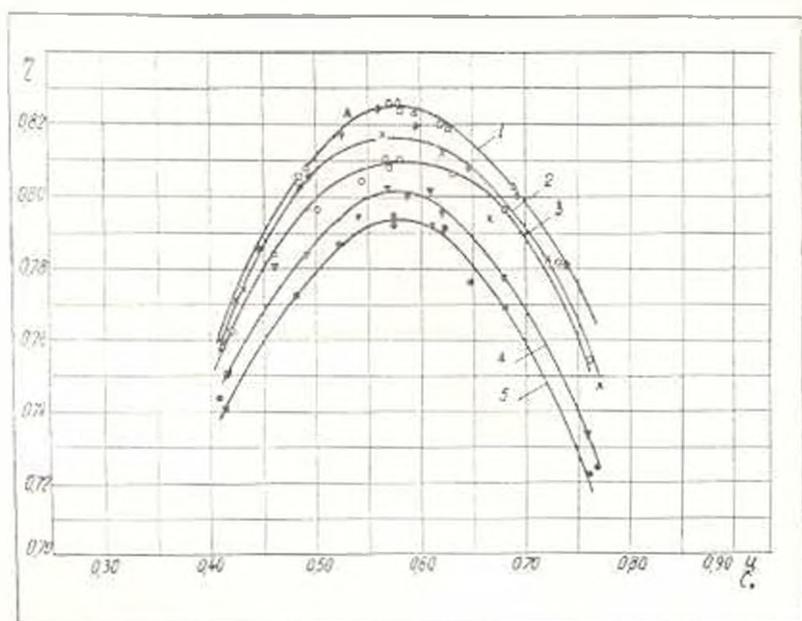


Рис. 2. Влияние числа Рейнольдса на к.п.д. турбинной ступени.

стного к.п.д. при оптимальном отношении  $u$  и  $C_0$  составляет приблизительно 0,825. Для всех кривых сохраняется практически одинаковым отношение  $(u$  и  $C_0)_{opt} = 0,575$ . Кривые  $\eta = \bar{\eta}(u, C_0)$  иллюстрируют сильное снижение к.п.д. ступени с уменьшением числа Рейнольдса. В исследованном диапазоне его изменения происходит снижение мощностного к.п.д. почти на 4%. Такое уменьшение к.п.д. вряд ли может объясняться влиянием числа Рейнольдса только на профильные потери, как было установлено в опытах на плоских решетках. Выяснению этого вопроса способствует анализ результатов траверсирования за рабочим колесом при различных  $Re$ . Поток траверсировался на расстоянии 8 мм от выходных кромок рабочих лопаток в 25—30 точках по радиусу. В концевых сечениях и особенно у корня измерения проводились в интервале 0,5—1 мм.

При всех значениях числа Рейнольдса для траверсирования выбиралось оптимальное значение отношения  $u$  и  $C_0$ . На рис. 3 представлены кривые изменения относительных полных напоров за ступенью  $\bar{p}_{2c} = P_{2c}/P_{0п}$ , углов выхода  $\alpha_2$  и  $\gamma_2$  в тангенциальной и меридиональной плоскостях соответственно, а также относительной осевой скорости  $\bar{c}_{2c} = c_{2c}/C_0$  по высоте лопатки и при различных  $Re$ . Число Рейнольдса подсчитывалось по величине хорды и теоретическим параметрам в корневом сечении ступени. При  $Re_{c_1} = 7 \cdot 10^5$  и  $Re_{c_2} = 1,58 \cdot 10^5$  происходит малозаметное уменьшение  $\bar{p}_{2c}$ ,  $\alpha_2$  и  $\bar{c}_{2c}$  в сечениях



лопатки, близлежащих от корня. На высоте  $l = 10$  мм заметно увеличение полного напора и расходной составляющей скорости. Радиальный угол  $\gamma_2$  имеет в средней части отрицательное значение, равное  $-3,6$  и несколько увеличивается в корневых сечениях, достигая положительных значений. Такой характер кривых свидетельствует о наличии радиальных перетеканий в рабочем колесе, направленных к корню. Однако в непосредственной близости от корня происходит оттеснение потока от внутренней ограничивающей поверхности и местное уменьшение  $p_{2n}$  и  $c_{2r}$ . С уменьшением  $Re$  происходит существенное изменение полных напоров, скоростей и углов потока у корня ступени. На участках по высоте лопатки, охваченных концевыми явлениями у корня, наблюдается возрастание углов  $\gamma_2$ . В сечении  $l = 5$  мм от корня и ниже величина угла  $\gamma_2$  изменяется от  $-4 \div 1$  при  $Re_{\text{кр}} = 1,58 \cdot 10^3$ , до  $-6 \div +7,5$  при  $Re_{\text{кр}} = 6,8 \cdot 10^4$ . Между тем в среднем сечении эта величина мала и остается почти неизменной при различных значениях числа Рейнольдса. Следовательно, при меньших значениях  $Re$  растут радиальные составляющие скорости, направленные от корня к средней части лопатки.

Угол выхода потока  $\alpha_2$  увеличивается в корневых сечениях на  $10 \div 12^\circ$ . Увеличение угла  $\alpha_2$  близ корня объясняется снижением относительной  $w_2$  и расходной  $c_{2r}$  скоростей из-за неблагоприятных условий обтекания корневых сечений. Можно предполагать, что в этих местах растут положительные углы атаки на рабочую решетку вследствие уменьшения угла  $\alpha_1$ . Сопоставляя результаты траверсирования при различных  $Re$ , нетрудно заметить изменение полей полных давлений и расходных составляющих скорости в сечениях лопатки, близлежащих к корню. Действительно, как видно из рис. 3а ( $Re_{\text{кр}} = 7 \cdot 10^3$ ;  $Re_{\text{кр}} = 1,58 \cdot 10^3$ ), минимальное значение  $p_{2n}$  у корня лопатки составляет  $93\%$  от его величины в среднем сечении. При  $Re_{\text{кр}} = 3,1 \cdot 10^3$  и  $Re_{\text{кр}} = 7 \cdot 10^4$  (рис. 3) значение  $p_{2n}$  у корня уменьшается и составляет около  $64\%$  от величины в средней части. Минимальная величина  $c_{2r}$  у корня, отнесенная к ее значению в средней части, уменьшается при этом с  $97$  до  $79\%$  при изменении числа Рейнольдса в том же диапазоне. Отметим, что характерные провалы уменьшения у краевых распределения  $p_{2n}$  и  $c_{2r}$  по высоте лопатки расположены приблизительно в одинаковых сечениях, отстоящих от корня на расстоянии  $5 \div 7$  мм. На всех режимах по  $Re$  отчетливо видно увеличение  $p_{2n}$  и  $c_{2r}$  на расстоянии  $10 \div 12$  мм от корня.

Обсуждение результатов траверсирования позволяет прийти к выводу, что с уменьшением числа Рейнольдса распределение полных давлений, скоростей и углов выхода за ступенью приобретает вид, характерный для обтекания кольцевой решетки с отрывом у корня и оттеснением основного потока к центру лопатки. Об этом свидетельствует уменьшение полного давления и расхода рабочего тела и кор-

невых сечениях, а также характер изменения углов  $\gamma_1$  и  $\gamma_2$  в этой области. В результате опытов было установлено, что даже в ступенях реактивного типа число Рейнольдса оказывает существенное влияние на концевые явления в корневых сечениях. Этим в значительной степени обусловлено изменение к.п.д. ступени.

На всех режимах по числу Рейнольдса наблюдалась глубокая провала в полях давлений, скоростей и углов потока в периферийной области ступени. Сильная деформация потока связана прежде всего с наличием радиального зазора и большой положительной перекрыши рабочего колеса. Значительные местные градиенты полей скоростей в этих сечениях указывают на сложное взаимодействие основных, вторичных и дополнительных течений, которые сопровождаются возникновением сложных вихревых систем и срывными явлениями. Резкое уменьшение угла  $\alpha_2$ , происходящее на высоте  $l = 58$  мм, позволяет сделать вывод о явно неудовлетворительном обтекании решетки профилей, образующей столь большую перекрышу. Здесь поля скоростей и давлений имеют вид, характерный для рабочих колес с большой положительной перекрышей, оказывающей явно неблагоприятное влияние на эффективность ступеней такого типа. Опыт показал, что для исследованной ступени существует оптимальная величина перекрыши, равная примерно 1,2–1,3 мм. Применение такой перекрыши позволило повысить к.п.д. ступени на 1,1–1,4% при радиальном зазоре над рабочим колесом, равным 1,2 мм.

Ленинградский политехнический институт  
им. М. Калинина

Поступило: 20.IX.1966.

Ա. Ս. ԽԱՐԿՈՒՄՅԱՆ, Վ. Ա. ՉԵՐՆՈՎԻՉ

ՌԵՅԻՆՈՒԿՍԻ ԲՈՒԹՅԱՆ ԵՎ ԿՐՈՒՄԻ ԵՐԿՐԱՆԻՆԻ ԵՆԻՐՎՈՒՄԻ ՄԱՅՐՈՒՄԻ  
ԳՈՐԾԱԿՆԵՐԻ ՎՐՈՒ

Ա Վ Փ Ո Փ Ո Վ

Ստատիկ փորձերը հիման վրա ցույց է տրվում, որ Բեյնոլդսի թվի փոփոխումը չի ազդում էներգիայի ծախսանի կրուսամների վրա՝ առբրինակին արտֆիլների ուղիղ ջանքում:

Տարրինի փորձարկումներից ստացվում է, որ հիմնական էներգիայի կրուսաները Բեյնոլդսի թվի փոքր արժեքների դեպքում սեղի են սուննում Բեյնոլդսի արժեքային նախաձևերում: Հզորման բացարժիտ էն ոգտակար գործադուրման գործակցի փոքրանալու պատճառները:

#### Л И Т Е Р А Т У Р А

1. VDI-Forschungsheft, 496, 1963.
2. Курдюмов И. В. Теория турбомашин, 1964.