

# Расчетная оценка потерь, обусловленных обтеканием входных кромок лопаток

Л.К. Чернявский (ЗАО «НПФ Невинтермаш»)

**Для совершенствования энергетических турбомашин, в том числе центробежных, требуется возможно более полная информация о распределении потерь по проточной части. В настоящее время недостаточно ограничиваться знанием того, как потери распределяются по ее элементам. Теперь уже важно знать, каковы потери на характерных участках каждого элемента. В частности, несомненный интерес представляет величина потерь при обтекании входных кромок лопаток лопаточных решеток, являющихся, как известно, ключевыми элементами турбомашин.**

Под потерями  $h_{вх.кр}$  в данной статье подразумеваются все потери, обусловленные обтеканием рабочей средой входных кромок.

Обычно входные кромки лопаток выполняют закругленными по дуге окружности, плавно сопрягающейся с основным контуром профиля лопатки в точках *A* и *B* (рис. 1; 2, а; 2, б). Однако в мелких вентиляторах и насосах входные кромки непрофилированных лопаток постоянной толщины с целью упрощения технологии изготовления часто оставляют незакругленными, т.е. тупыми (рис. 2, в).

В литературе по турбомашинам количественные данные о  $h_{вх.кр}$  практически отсутствуют. В связи с этим, а также из-за больших трудностей экспериментального определения  $h_{вх.кр}$  весьма желательно иметь хотя бы приближенный метод их расчета (как для закругленных, так и для тупых кромок).

Задача определения  $h_{вх.кр}$  сводится к задаче определения коэффициента потерь  $\zeta_{вх.кр}$ , поскольку

$$h_{вх.кр} = \zeta_{вх.кр} \frac{c_{вх}^2}{2}, \quad (1)$$

где  $c_{вх}$  – осредненная по окружности и высоте лопатки скорость потока в сечении входа в решетку, абсолютная для неподвижных решеток и относительная для вращающихся; под сечением входа понимают сечение, касательное к входным кромкам лопаток

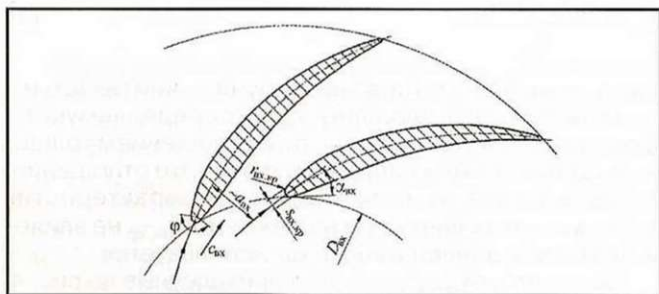


Рис. 1. Схема круговой лопаточной решетки, состоящей из крыловых профилей

(см. рис. 1), так что  $c_{вх}$  – скорость без учета стеснения потока входными кромками.

Простой способ оценки  $\zeta_{вх.кр}$  и, следовательно,  $h_{вх.кр}$  для случаев обтекания лопаток несжимаемой средой при нулевом угле атаки  $i$  может быть предложен на основе гидравлического подхода с привлечением экспериментальных данных по коэффициентам

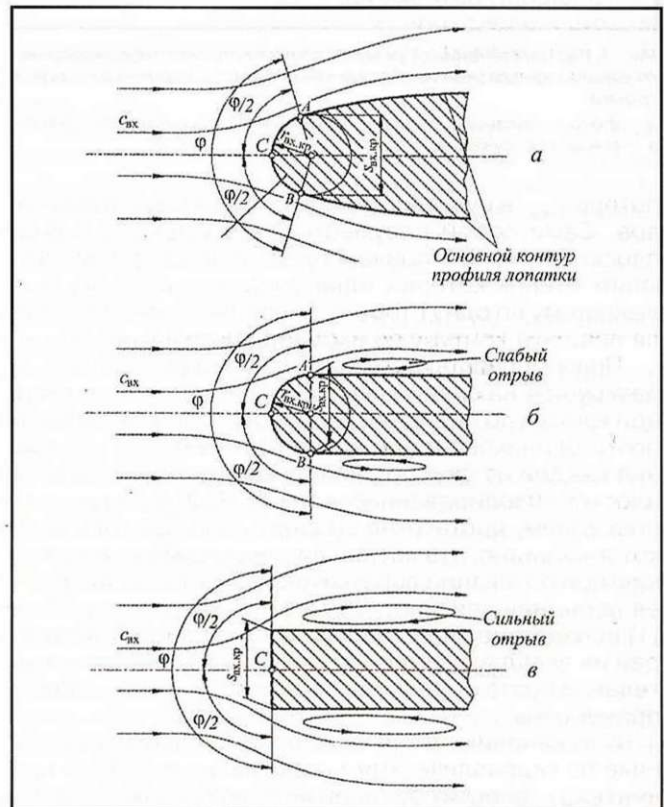


Рис. 2. Обтекание начальной части лопатки при нулевом угле атаки: а – лопатка крылового профиля; б – лопатка постоянной толщины с закругленной входной кромкой; в – лопатка постоянной толщины с тупой входной кромкой

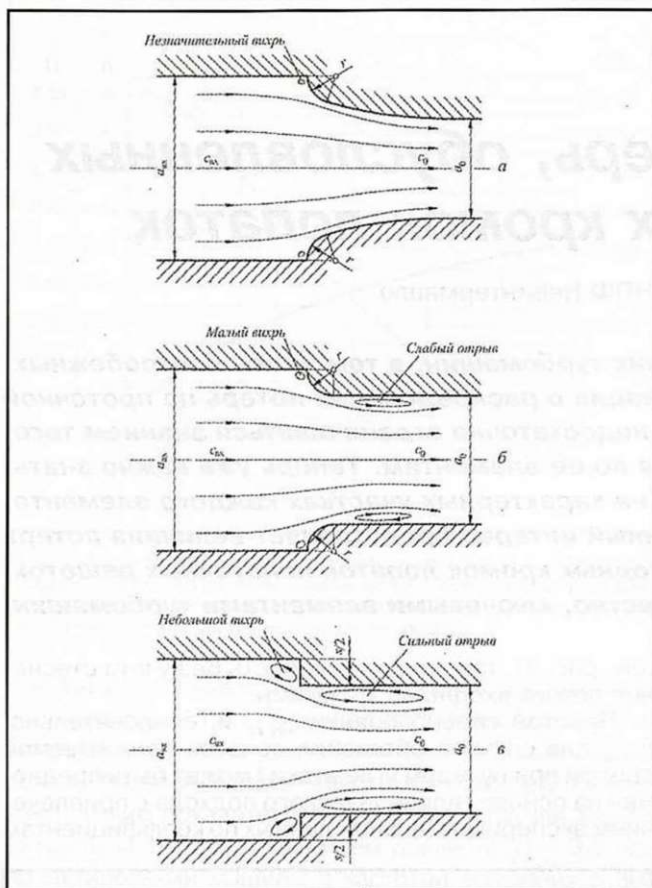


Рис. 3. Картина течения в сужениях прямого плоского изолированного канала, адекватных изображенным на рис. 2 вариантам входной кромки: а – профилированное сужение; б – сужение с закруглением кромок; в – внезапное сужение

потерь  $\zeta_{суж}$  в сужениях прямых изолированных каналов. Само собой разумеется, что имеются в виду плоские сужения, причем такие, форма профилирующих стенок которых идентична половинному (т.е. лежащему по одну сторону от средней линии профили лопатки) контуру ее входной кромки (рис. 3).

Правомерность этого подхода в задаче оценки  $\zeta_{вх.кр}$  базируется на следующем: при  $i = 0$  обтекание входной кромки по передней и задней сторонам профиля почти одинаково и не сильно отличается от обтекания каждой из двух профилирующих стенок сужения плоского изолированного канала. Чтобы убедиться в последнем, достаточно сравнить рис. 2 с рис. 3, из которых видно, что все различие сводится к отсутствию при обтекании лопатки незначительных вихрей у ее передней критической точки С. Согласно работе [1] вследствие очень малой интенсивности этих вихрей их вклад в суммарные потери сужения незначителен, и поэтому разницей величин  $\zeta_{вх.кр}$  и  $\zeta_{суж}$  можно пренебречь.

К сожалению, даже в наиболее полном справочнике по гидравлическим сопротивлениям [1] сведения по  $\zeta_{суж}$  плоских сужений интересующих нас типов отсутствуют. Однако имеются данные по сужениям труб круглого сечения, правда, не для всех трех изображенных на рис. 3 вариантов, а только для б и в. Эти данные, предварительно преобразованные в

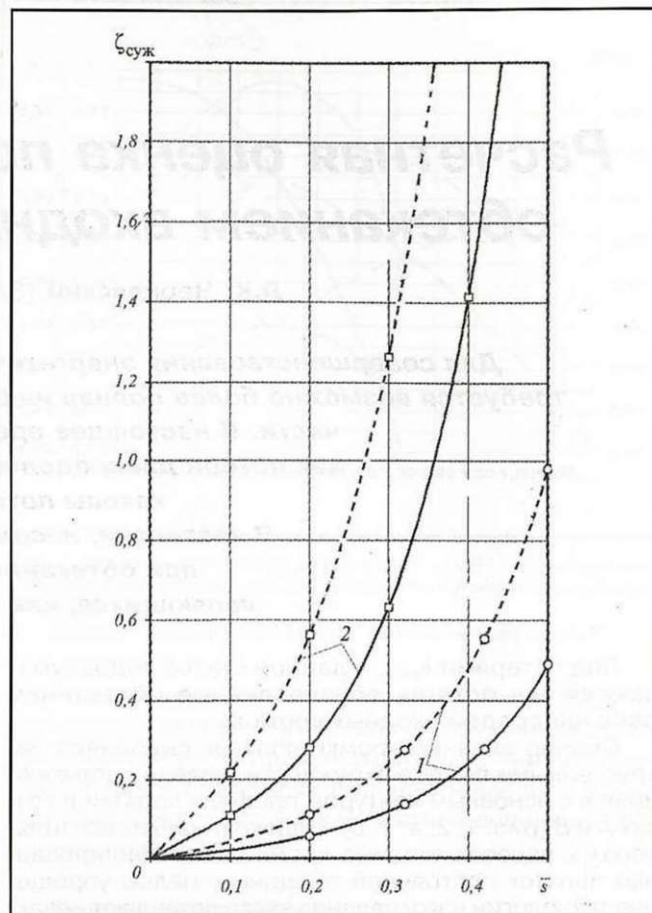


Рис. 4. Зависимости коэффициентов потерь  $\zeta_{суж}$  для трубы круглого сечения (---) и плоского канала (—) от относительного сужения  $\bar{s}$  при разном типе сужения:

1 – закругленное; 2 – внезапное

графическую и удобную для целей настоящей статьи форму, приведены на рис. 4 (штриховые линии). Удобной формой является зависимость  $\zeta_{суж.труб} = f(\bar{s})$ , где аргумент  $\bar{s}$  равен отношению разности диаметров перед и за сужением к диаметру перед сужением, т.е. является аналогом относительной толщины входной кромки лопатки в решетке

$$\bar{s}_{вх.кр} = s_{вх.кр} / a_{вх} \quad (2)$$

где  $s_{вх.кр}$  – толщина входной кромки, которая в случае закругления ее принимается равной  $2r_{вх.кр}$ ;  $a_{вх}$  – ширина межлопаточного канала на входе без учета стеснения:

$$a_{вх} = \frac{\pi D_{вх} \sin \alpha_{вх}}{z_{вх}} \quad (3)$$

где  $z_{вх}$  – число лопаток во входном сечении решетки.

Отметим, что величину  $\bar{s}_{вх.кр}$ , определяемую по формуле (2), не следует путать с отношением толщины входной кромки к хорде профиля. Это отношение, являясь одной из геометрических характеристик собственно профиля, тем не менее, на  $\zeta_{вх.кр}$  не влияет и поэтому в данной работе не используется.

Зависимости  $\zeta_{суж.труб} = f(\bar{s})$ , приведенные на рис. 4, к входным кромкам лопаток, очевидно, неприменимы. Однако из них легко получить зависимости



$\zeta_{\text{суж.пл}} = f(\bar{s})$ , с помощью которых уже можно оценить  $\zeta_{\text{вх.кр}}$ , при этом для входных кромок лопаток постоянной толщины (см. рис. 2 б, в) самым непосредственным образом.

Переход от  $\zeta_{\text{суж.труб}}$  к  $\zeta_{\text{суж.пл}}$  элементарен:

$$\zeta_{\text{суж.пл}} = 0,5\zeta_{\text{суж.труб}} \quad (4)$$

Данное соотношение было получено в результате несложных выкладок и отражает тот факт, что сужение трубы (по всему периметру круглого сечения) является двумерным, в то время как плоское сужение – одномерное.

Зависимости  $\zeta_{\text{суж.пл}} = f(\bar{s})$ , удовлетворяющие соотношению (4), построены на рис. 4 сплошными линиями. Можно видеть, что при закругленных кромках потери в 5...10 раз меньше, чем при внезапном сужении, но характер зависимости в обоих случаях одинаков: ускоряющийся рост  $\zeta_{\text{суж.пл}}$  от нуля при  $\bar{s} = 0$  до бесконечности при  $\bar{s} = 1$  ( $\bar{s} = 0$  соответствует отсутствию сужения, а  $\bar{s} = 1$  – полному перекрытию канала).

Изображенные на рис. 4 кривые с достаточной точностью аппроксимируются эмпирическими формулами:

для закругленного сужения

$$\zeta_{\text{суж.пл}} = \frac{0,15(\bar{s})^{0,99}}{(1-\bar{s})^{2,7}}; \quad (5)$$

для внезапного сужения

$$\zeta_{\text{суж.пл}} = \frac{0,37(\bar{s})^{0,71}}{(1-\bar{s})^{3,9}}. \quad (6)$$

Поскольку с точки зрения течения и потерь сужение плоского канала с закруглением кромок (см. рис. 3, б) почти идентично закругленной входной кромке лопатки постоянной толщины (см. рис. 2, б), а внезапное сужение канала (см. рис. 3, в) – тупой входной кромке такой же лопатки (см. рис. 2, в), формулы (5) и (6) пригодны для оценки коэффициентов потерь на закругленных и тупых входных кромках лопаток постоянной толщины.

Чтобы вычислить  $\zeta_{\text{вх.кр}}$ , достаточно в формулы (5) и (6) вместо  $\bar{s}$  подставить  $\bar{s}_{\text{вх.кр}}$ . Таким образом, для лопаток постоянной толщины с закругленными кромками

$$\zeta_{\text{вх.кр}} = \frac{0,15(\bar{s}_{\text{вх.кр}})^{0,99}}{(1-\bar{s}_{\text{вх.кр}})^{2,7}}; \quad (7)$$

с тупыми кромками

$$\zeta_{\text{вх.кр}} = \frac{0,37(\bar{s}_{\text{вх.кр}})^{0,71}}{(1-\bar{s}_{\text{вх.кр}})^{3,9}}. \quad (8)$$

Формулы (7) и (8) показывают, что  $\zeta_{\text{вх.кр}}$  лопатки постоянной толщины (простейший случай профиля лопатки) зависит, как и следовало ожидать, от единственного аргумента: от относительной толщины входной кромки  $\bar{s}_{\text{вх.кр}}$ . В общем случае произвольного профиля лопатки этот коэффициент, очевидно, должен зависеть также от углового размера  $\varphi$  входной кромки (см. рис. 2, а), который только в частном случае лопатки постоянной толщины равен  $180^\circ$  (рис. 2, б).

Нет необходимости пояснять, что чем больше  $\varphi$ , тем больше поверхность входной кромки и – глав-

ное – больше угол  $\varphi/2$ , на который поверхностным линиям тока приходится изменять направление в процессе обтекания кромки по передней и задней ее сторонам. Очевидно, что зависимость  $\zeta_{\text{вх.кр}}$  от  $\varphi$  – возрастающая. При этом, если  $\varphi = 0$  (кромки, как и лопатки, попросту нет), то  $\zeta_{\text{вх.кр}} = 0$ , а если  $\varphi = 180^\circ$ , то выражение для  $\zeta_{\text{вх.кр}}$  должно иметь вид (7) в случае закругленной кромки и вид (8) в случае тупой. Если в первом приближении считать зависимость  $\zeta_{\text{вх.кр}}$  от  $\varphi$  – линейной, а от  $\bar{s}_{\text{вх.кр}}$  для любого профиля – такой же, как для лопатки постоянной толщины, то в общем случае применительно к закругленным кромкам

$$\zeta_{\text{вх.кр}} = \frac{0,15(\bar{s}_{\text{вх.кр}})^{0,99}}{(1-\bar{s}_{\text{вх.кр}})^{2,7}} \frac{\varphi}{180}; \quad (9)$$

применительно к тупым кромкам

$$\zeta_{\text{вх.кр}} = \frac{0,37(\bar{s}_{\text{вх.кр}})^{0,71}}{(1-\bar{s}_{\text{вх.кр}})^{3,9}} \frac{\varphi}{180}, \quad (10)$$

где  $\varphi$  в градусах.

Таким образом, расчетная оценка потерь на закругленных входных кромках лопаток сводится к последовательному использованию элементарных формул (3), (2), (9) и (1). При тупых кромках вместо выражения (9) следует использовать формулу (10).

Формулы (9) и (10), справедливые для любых лопаточных профилей, в том числе и непрофилированных лопаток постоянной толщины, ясно показывают, что потери на кромках  $h_{\text{вх.кр}}$  определяются только двумя геометрическими параметрами:  $\bar{s}_{\text{вх.кр}}$  и  $\varphi$ . Возрастающая функция двух аргументов обращается в ноль при  $\bar{s}_{\text{вх.кр}} = 0$  и при  $\varphi = 0$ , из чего следует, что для минимизации потерь на входных кромках (при  $i = 0$ ) лопатки нужно профилировать с как можно меньшими  $\bar{s}_{\text{вх.кр}}$  и  $\varphi$ .

Здесь, однако, необходимо отметить, что возможность уменьшения этих параметров далеко не одинакова. В самом деле, если выполнить лопаток с малой  $\bar{s}_{\text{вх.кр}}$  в принципе ничто не мешает, и теоретически возможен вариант даже с  $\bar{s}_{\text{вх.кр}} = 0$ , то построение профиля с  $\varphi \rightarrow 0$  невозможно. Отсюда вытекают следующие соображения:

- 1) из двух геометрических параметров, определяющих  $\zeta_{\text{вх.кр}}$ , более важным является  $\bar{s}_{\text{вх.кр}}$ ;
- 2) в лопаточных решетках, предназначенных для работы на постоянном режиме, т.е. с  $i = 0$ , следует применять профили с возможно более тонкими входными кромками.

К последнему положению уже давно пришли турбомашинисты (исходя из практического опыта). Оно относится также к лопаточным аппаратам с регулируемым входным лопаточным углом  $\alpha_{\text{вх}}$ .

При пользовании формулами (9) и (10) каждый раз требуется знать конкретное значение углового размера входной кромки  $\varphi$ , которое зависит от типа профиля. У профилей постоянной толщины  $\varphi = 180^\circ$ ; у крыловых (рис. 5, а), клиновых (рис. 5, б), а также у профилей постоянной толщины с утонением к входной кромке (рис. 5, в)  $\varphi < 180^\circ$ ; у каплевидных профилей (рис. 5, д)  $\varphi > 180^\circ$ .

В общем случае значение  $\varphi$  берут из чертежа профиля. Однако в некоторых случаях нет необходимости обращаться к чертежу. Так, если контур утоняющейся к входной кромке части профилей, изображенных на рис. 5, а и 5, в, выполнен по дуге окружно-



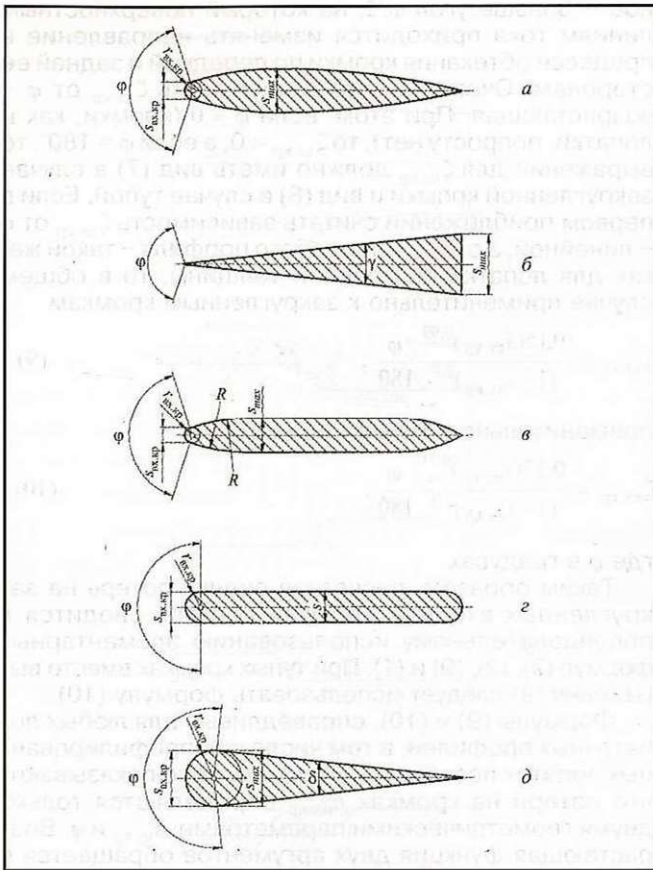


Рис. 5. Типичные лопаточные профили (распрямленные), применяемые в центробежных турбомашинах (толщины профилей утрированы):

а – крыловой; б – клиновой; в – постоянной толщины с утонением к входной и выходной кромкам; г – постоянной толщины без утонений, но с закруглением кромок; д – каплевидный

сти радиуса  $R$ , что часто и бывает на практике, то угол  $\varphi$  может быть вычислен аналитически:

$$\varphi = 2 \arcsin \frac{R - s_{\max}/2}{R - s_{\text{вх.кр}}/2}$$

В клиновых профилях, очевидно,

$$\varphi = 180^\circ - \gamma,$$

где  $\gamma$  – угол клина (см. рис. 5, б).

Столь же очевидно, что в каплевидных профилях

$$\varphi = 180^\circ + \delta,$$

где  $\delta$  – угол обратного клина (см. рис. 5, д).

Анализ профилей лопаток большого числа реальных лопаточных аппаратов центробежных турбомашин показал, что несмотря на разнообразие типов используемых профилей угловой размер входной кромки  $\varphi$  изменяется в сравнительно небольшом диапазоне ( $130 \dots 200^\circ$ ), т.е. в 1,5 раза. В отличие от этого относительная толщина входной кромки  $\bar{s}_{\text{вх.кр}}$  варьируется в гораздо более широких пределах, особенно для закругленных кромок ( $0,01 \dots 0,1$ ), т.е. в 10 раз.

С помощью формулы (9) легко показать, что для широко распространенных на практике закругленных кромок названным диапазоном значений  $\bar{s}_{\text{вх.кр}}$  и  $\varphi$  соответствуют значения коэффициента потерь на

входных кромках  $\zeta_{\text{вх.кр}} = 0,001 \dots 0,023$ . Это совсем немного по сравнению с коэффициентом суммарных потерь в лопаточных решетках, имеющим, как известно, значение порядка 0,1. Следовательно, можно констатировать, что потери на закругленных входных кромках лопаток при работе лопаточных решеток на режиме  $i = 0$  (только такой режим работы рассматривается в данной статье) малы.

Иначе обстоит дело в случае тупых входных кромок, хотя их допускают обычно лишь при малой толщине лопаток. В данном случае коэффициент потерь на входных кромках  $\zeta_{\text{вх.кр}}$ , подсчитанный по формуле (10), для практических диапазонов  $\bar{s}_{\text{вх.кр}} = 0,01 \dots 0,05$  и  $\varphi = 180^\circ$  (тупые кромки встречаются почти исключительно в лопатках постоянной толщины, а у них  $\varphi = 180^\circ$ ), оказывается равным  $0,015 \dots 0,054$ . Это составляет уже не пренебрежимую, а заметную часть коэффициента суммарных потерь в решетке и объясняет, почему тупые входные кромки почти никогда не применяют в современных крупных (и даже мелких) турбомашинах, если требуется иметь высокий КПД.

Выражение (9) для  $\zeta_{\text{вх.кр}}$  позволяет сравнить различные типы профилей по величине потерь на входных кромках при  $i = 0$ . Сравнить следует профили обязательно одной и той же средней толщины [2]. Сравнение, проведенное с соблюдением этого условия, показало, что из типичных профилей, изображенных на рис. 5, наилучшим по уровню потерь на входной кромке является клиновой профиль с минимальной толщиной входной кромки и  $\varphi < 180^\circ$ . Значительно больший, но все же вполне приемлемый  $\zeta_{\text{вх.кр}}$  имеют крыловой профиль и профиль постоянной толщины с утонением к входной кромке. У этих профилей сравнительно небольшая  $s_{\text{вх.кр}}$  и  $\varphi < 180^\circ$ . Намного хуже профиль постоянной толщины без утонения к входной кромке (см. рис. 5, г): у него большая  $s_{\text{вх.кр}}$  и  $\varphi = 180^\circ$ . Хуже всех каплевидный профиль.

Таким образом, потери  $h_{\text{вх.кр}}$  малы, если входные кромки лопаток выполнены закругленными и достаточно тонкими. Покажем это на конкретных примерах лопаточных решеток типичной промежуточной ступени стационарного центробежного компрессора (рис. 6).

Ступень содержит три лопаточные решетки: рабочего колеса (РК), лопаточного диффузора (ЛД) и обратного-направляющего аппарата (ОНА). Входные кромки лопаток всех решеток закругленные. Лопатки РК имеют постоянную толщину с утонением к входной и выходной кромкам. Лопатки ЛД и ОНА имеют упрощенные крыловые профили. На расчетном режиме работы (когда во

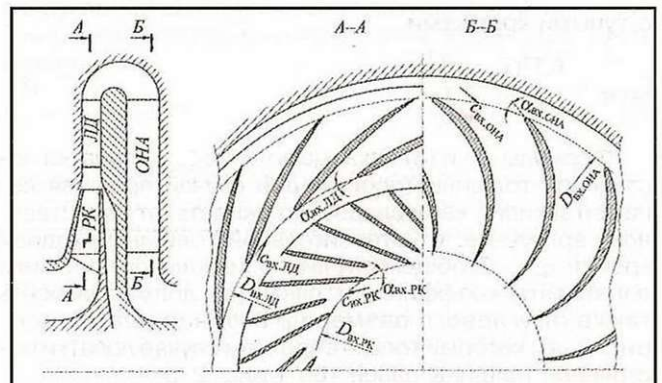


Рис. 6. Проточная часть промежуточной ступени стационарного центробежного компрессора

всех лопаточных решетках  $i \approx 0$ ) ступень обеспечивает внутренний напор  $h_i = 38\ 620$  Дж/кг при политропном КПД  $\eta_{пол}$ , равном 0,807. Исходные данные и результаты проведенного сравнения:

Лопаточная решетка	РК	ЛД	ОНА
Входной диаметр $D_{вх}$ , м	0,436	0,830	1,110
Входной угол $\alpha_{вх}$ , °	29,06	16,00	30,00
Число лопаток $z$	14	18	18
Толщина входной кромки $s_{вх.кр}$ , м	0,004	0,007	0,0076
Угловой размер $\varphi$ , °	157	166	162
Скорость потока $c_{вх}$ , м/с	137	148	45
Суммарные потери в решетке $h_r$ , Дж/кг	3730	1860	930
Ширина межлопаточного канала $a_{вх}$ , м	0,0475	0,0399	0,0969
Относительная толщина входной кромки $s_{вх.кр}$ , м	0,084	0,175	0,078
Коэффициент потерь $\zeta_{вх.кр}$	0,0164	0,0450	0,0151
Потери на входных кромках $h_{вх.кр}$ , Дж/кг	154	493	15
Относительные потери $h_{вх.кр}/h_r$	0,041	0,265	0,016
Потери КПД $\Delta\eta_{вх.кр} = h_{вх.кр}/h_i$	0,004	0,013	0,0004

Значения  $h_r$  в РК, ЛД и ОНА были приняты приближенно равными соответственно 0,5; 0,25 и 0,125 суммарных потерь в ступени.

Как видно, относительная толщина входных кромок лопаток РК и ОНА – умеренная (соответственно 0,084 и 0,078). Благодаря этому потери  $h_{вх.кр}$  в РК и ОНА невелики, они составляют вполне допустимые

небольшие части суммарных потерь в соответствующих решетках (0,041 и 0,016). Соответственно малое снижение КПД ступени (0,004 в РК и 0,0004 в ОНА).

Иная ситуация в ЛД. Относительная толщина входных кромок его лопаток велика (0,175). Из-за этого потери  $h_{вх.кр}$  в ЛД составляют около четверти суммарных потерь в данной лопаточной решетке и являются причиной заметного снижения КПД ступени – на 0,013.

В заключение необходимо подчеркнуть, что предложенный способ быстрой оценки потерь на входных кромках лопаток турбомашин справедлив, строго говоря, только при нулевом угле атаки и несжимаемости рабочей среды (при малых числах Маха). Оба ограничения объясняются тем, что именно таким условиям соответствуют экспериментальные данные гидравлики, использованные при получении формул для  $\zeta_{вх.кр}$ . Если велико число Маха и, особенно, если  $i \neq 0$ , то коэффициент  $\zeta_{вх.кр}$  и потери  $h_{вх.кр}$  будут больше, чем рассчитанные изложенным в статье способом.

#### Список литературы

1. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1992.
2. Чернявский Л.К., Гордеев Н.Н. Расчетные данные о зависимости эффективности лопаточного диффузора от формы профиля лопаток//Энергомашиностроение. 1989. №1.