Развитие инженерного подхода к расчету теоретического напора центробежных колес

Л.К. Чернявский (АОЗТ «НПФ "Невинтермаш"»)

Расчет теоретического напора колеса $h_т$ – одна из двух главных проблем, стоящих перед разработчиками проточных частей центробежных турбомашин (вторая главная проблема – вычисление потерь напора).

В инженерной практике $h_т$ находят через коэффициент теоретического напора $\psi_т$ и окружную скорость u_2:

$$h_т = \psi_т u_2^2 \,. \qquad (1)$$

Коэффициент теоретического напора $\psi_т$ обычно представляют в виде произведения коэффициента теоретического напора при бесконечном числе лопаток $\psi_{т\infty}$ на коэффициент уменьшения теоретического напора μ:

$$\psi_т = \psi_{т\infty}\mu \,. \qquad (2)$$

Отметим, что при конечном числе лопаток вследствие явления отставания потока от направления выходных кромок профилей лопаток μ всегда меньше 1.

Для $\psi_{т\infty}$ известно строгое аналитическое выражение:

$$\psi_{т\infty} = 1 - \varphi'_{r2}\mathrm{ctg}\beta_{л2} \,, \qquad (3)$$

где $\varphi'_{r2} = c'_{r2}/u_2$ – коэффициент расходной скорости на выходе из колеса с учетом стеснения потока выходными кромками профилей; $\beta_{л2}$ – выходной угол лопаток.

Таким образом, задача расчета $h_т$ сводится к задаче определения коэффициента уменьшения теоретического напора μ.

Многие исследователи гидрогазодинамики центробежных турбомашин предложили немало формул (как правило, эмпирических), позволяющих быстро вычислить величину μ [1]. Среди зарубежных ученых здесь следует отметить Стодола, Экка, Пфлейдерера, Визнера и Стейница. Из отечественных исследователей попытки решить проблему простого определения μ и, следовательно, $h_т$ предпринимались Страховичем, Проскурой, Лившицем и Локшиным.

К сожалению, приходится констатировать, что все ранее предложенные формулы для определения μ слишком приближенны и, кроме того, применимы только для таких колес, лопаточные решетки которых одноярусные, а средние линии профилей лопаток – дуги окружностей.

Большая погрешность формул объясняется в основном тем, что они учитывают зависимость μ всего лишь от двух-трех, максимум от четырех [2] аргументов. Обычно это два геометрических параметра (чаще всего – густота решетки $l/t_{ср}$ и угол $\beta_{л2}$) и один режимный параметр (φ'_{r2} или угол атаки лопаток i_1). Между тем в действительности на величину μ влияет каждый из 15 геометрических и трех режимных параметров колеса [под режимными параметрами, кроме φ'_{r2} (или i_1), подразумеваются числа Рейнольдса и Маха].

Указанные недостатки существующих формул обусловили целесообразность получения новой, пусть тоже эмпирической, но более точной и более универсальной формулы, пригодной для двухъярусных решеток и любой формы средних линий профилей.

Погрешность нового выражения для μ будет меньше, если в него будет входить возможно большее число параметров решетки. Однако получение эмпирической формулы, учитывающей зависимость μ одновременно от 15–20 аргументов, практически нереально, поэтому было решено ограничиться (во всяком случае, сначала) учетом пяти наиболее значимых параметров решетки.

После соответствующего анализа в число аргументов были включены три параметра, принимавшиеся во внимание и прежде ($l/t_{ср}$, выходной лопаточный угол по передней стороне лопатки $\beta_{л2п}$ и угол атаки i_1), а также два новых параметра, ранее никогда не учитывавшиеся: относительный радиус сопряжения передней стороны профиля лопатки с окружностью выхода из решетки r_2/R_2 и параметр $2\beta_{л.ср}/(\beta_{л1}+\beta_{л2})$. В обычных лопатках, имеющих четко выраженную выходную кромку (см. рисунок), r_2 – радиус закругления выходной кромки. Параметр $2\beta_{л.ср}/(\beta_{л1}+\beta_{л2})$ представляет собой отношение среднеинтегрального лопаточного угла $\beta_{л.ср} = \left(\int_{R_1}^{R_2}\beta_л dR\right) / (R_2 - R_1)$ к полусумме входного и выходного лопаточных углов $(\beta_{л1}+\beta_{л2})/2$.

Включение в число аргументов μ параметров r_2/R_2 и $2\beta_{л.ср}/(\beta_{л1}+\beta_{л2})$ объясняется тем, что они, по нашему мнению, влияют на μ не менее сильно, чем $l/t_{ср}$, $\beta_{л2п}$ и i_1.

Учет параметра $2\beta_{л.ср}/(\beta_{л1}+\beta_{л2})$ позволяет, кроме повышения точности искомой новой формулы, применять ее к решеткам, средние линии профилей которых – произвольные кривые. Это вытекает из того, что величина $2\beta_{л.ср}/(\beta_{л1}+\beta_{л2})$ отражает общую закономерность изменения $\beta_л$ по радиусу колеса R.

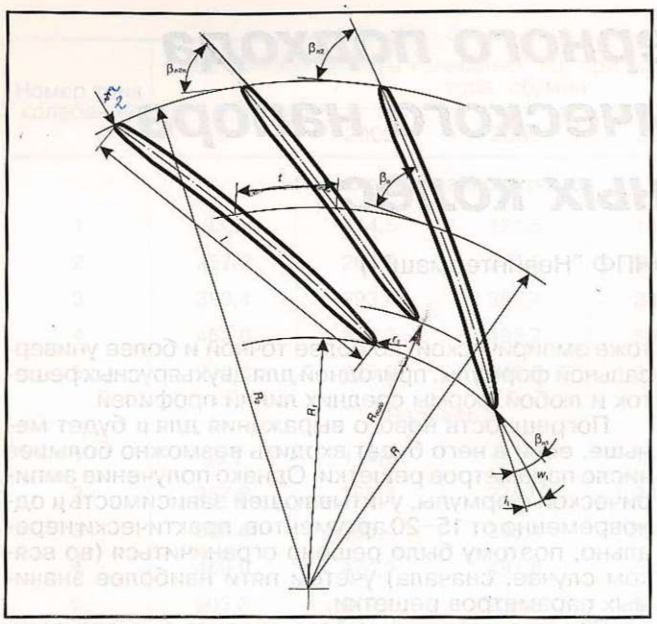
Для распространения искомой формулы для μ на двухъярусные решетки было решено не вводить еще один специальный аргумент, характеризующий двухъярусность, а получить вспомогательную формулу для густоты двухъярусной решетки.

Таким образом, в итоге первого этапа работы по получению новой формулы для μ определили, что должна отыскиваться функция

$$\mu = f[l/t_{ср}; \beta_{л2п}; i_1; r_2/R_2; 2\beta_{л.ср}/(\beta_{л1}+\beta_{л2})]. \qquad (4)$$

Следующий этап работы состоял в выборе общего вида формулы. На этом, пожалуй, наиболее ответственном этапе, как и всегда при подборе эмпирических формул, сначала следовало сформулировать требования, которым должна удовлетворять искомая зависимость от принятых во внимание аргументов.

Простые физические соображения и известные экспериментальные данные по влиянию на μ пяти рассматриваемых параметров позволили придти к заключению, что искомая зависимость (4) должна быть возрастающей функцией $l/t_{ср}$; $\beta_{л2п}$; i_1 и



Геометрические параметры рабочего колеса центробежного компрессора

Лопаточная решетка

$2\beta_{л.ср}/(\beta_{л1}+\beta_{л2})$, но уменьшающейся функцией r_2/R_2. При этом, если $l/t_{ср} = 0$, то расчетом по искомой зависимости должно быть получено $\mu = 0$, а если $l/t_{ср} = \infty$, то $\mu = 1$ при любых значениях остальных аргументов. Вместе с тем нулевое значение любого из аргументов, за исключением $l/t_{ср}$, не должно обращать μ в нуль.

Дополнительным соображением, принимавшимся во внимание при подборе общего вида формулы, было стремление к его простоте, что вполне логично ввиду приближенного подхода к решению поставленной задачи.

После перебора ряда возможных видов формулы, удовлетворяющих перечисленным условиям, был выбран следующий:

$$\mu = \cfrac{1}{1+\cfrac{1+e(r_2/R_2)}{(l/t_{ср})^a(b+c\beta_{л2п})(1+di_1)[2\beta_{л.ср}/(\beta_{л1}+\beta_{л2})]^m}}, \quad (5)$$

где a; b; c; d; e и m – предположительно постоянные эмпирические коэффициенты.

Легко убедиться, что общий вид (5) искомой зависимости (4) удовлетворяет всем предъявленным к нему требованиям; кроме того, формула (5) содержит малое число эмпирических коэффициентов: 6 при числе аргументов 5.

Для идентификации коэффициентов a; b; c; d; e и m были привлечены экспериментальные данные, опубликованные в специальной литературе. При этом из всех многочисленных публикаций, содержащих опытные величины μ или $\psi_т$, предпочтение было отдано работе [3], что было обусловлено содержанием в ней не только довольно обширных данных по $\psi_т$ (15 колес в широком диапазоне φ'_{r2}), но и почти полных сведений по геометрии испытывавшихся колес, которые совершенно необходимы для выполнения идентификации.

Диапазоны изменения параметров колес, данные по которым использовали для идентификации:

$l/t_{ср} \approx 1{,}1..4{,}5;$

$\beta_{л2п} = 15..90°;$

$i_1 \approx -19...+17°;$

$r_2/R_2 \approx 0...0{,}011;$

$2\beta_{л.ср}/(\beta_{л1}+\beta_{л2}) \approx 1{,}3...1{,}05.$

Для идентификации были взяты 45 значений $\mu_{эксп}$ (15 указанных колес на режимах нулевого, минимального и максимального i_1). При этом, так как в работе [3] приведены значения не $\mu_{эксп}$, а $\psi_{т.эксп}$, первые находили из вторых по вытекающему из формул (2) и (3) выражению

$$\mu_{эксп} = \psi_{т.эксп}/(1-\varphi'_{r2эксп}\mathrm{ctg}\beta_{л2}). \quad (6)$$

В итоге идентификации пяти коэффициентов из шести были получены следующие значения: $a \approx 0{,}77$; $b \approx 1{,}5$; $c \approx 0{,}018$; $e \approx 34$; $m \approx 0{,}78$.

Шестой коэффициент d [см. выражение (5)], в отличие от остальных коэффициентов оказался существенно не постоянным.

Анализ поведения d показал, что его значение зависит от относительного радиуса закругления входных кромок профилей r_1/l следующим образом:

$$d = 0{,}0084 + 0{,}11(r/l)^{0,4}. \quad (7)$$

Таким образом, формула (5) приобрела следующий вид:

$$\mu = \cfrac{1}{1+\cfrac{1+34(r_2/R_2)}{(l/t_{ср})^{0,77}(1{,}5+0{,}018\beta_{л2п})\{1+[0{,}0084+0{,}11(r_1/l)^{0,4}]i_1\}[2\beta_{л.ср}/(\beta_{л1}+\beta_{л2})]^{0,78}}}, \quad (8)$$

где размерность $\beta_{л2п}$, $\beta_{л.ср}$, $\beta_{л1}$ и $\beta_{л2}$ выражена в градусах. Подставлять значения i_1 следует без учета стеснения и предварительной перестройки потока.

Как видно, окончательно в формуле фигурирует 6 аргументов и 8 эмпирических коэффициентов.

При расчете μ двухъярусных решеток нужно иметь в виду, что i_1 и l – соответственно угол атаки и длина профилей первого яруса, а $t_{ср}$ – средний шаг профилей двухъярусной решетки, который надлежит вычислять по специально выведенной формуле

$$t_{ср} = \frac{\pi(R_2^2 + R_{подр}^2 - 2R_1^2)}{z_2(R_2 - R_1)}, \quad (9)$$

где $R_{подр}$ – радиус подрезки лопаток второго яруса; z_2 – число лопаток на выходе из колеса.

Апробирование формулы (8) для колес с одноярусными решетками из дуговых цилиндрических лопаток при умеренных числах Маха показало, что она значительно корректнее любой из зависимостей, предложенных ранее другими авторами. Это дало основание АОЗТ НПФ «Невинтермаш» широко применять формулу для быстрых расчетов теоретического напора центробежных колес с одно- и двухъярусными решетками лопаток, средние линии профилей которых очерчиваются как дугой окружности, так и более сложными кривыми.

Список литературы

1. *Вейснер Ф.* Обзор методов учета конечного числа лопастей в рабочих колесах центробежных насосов // Энергетические машины и установки. 1967. № 4.

2. *Локшин И.Л.* Применение результатов испытаний вращающихся круговых решеток к аэродинамическому расчету колес центробежных вентиляторов // Промышленная аэродинамика. 1963. Вып. 25.

3. *Ден Г.Н., Гунбин Б.Л., Лесман В.И.* Определение коэффициента теоретического напора центробежной ступени // Энергомашиностроение. 1974. № 1.