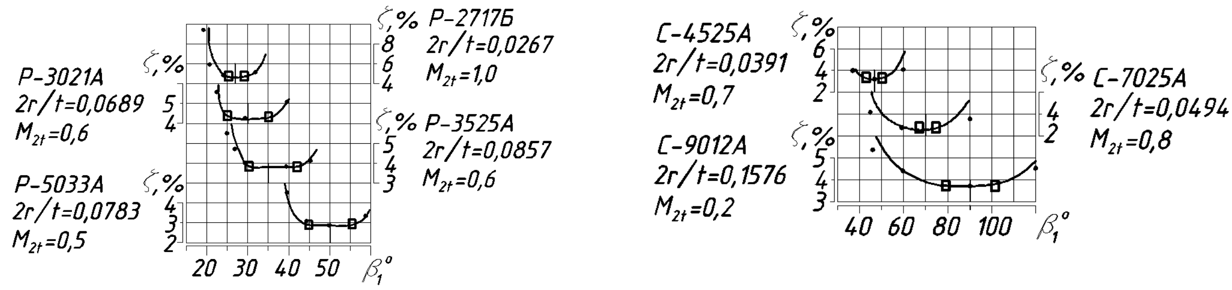

Рис.2. Зависимость профильных потерь от угла входа в рабочие и сопловые решетки решетки: • - эксперименты М.Е.Дейча [6]; — - результаты расчета потерь; □ - расчетные предельные углы отрыва β_{1n}

Отметим, что важным достоинством полученных расчетных формул является простота и отсутствие эмпирических коэффициентов.

Литература:

1. Степанов Г.Ю. Гидродинамика решеток турбомашин.- М.: Физматгиз, 1962.- 512 с.
2. Гришин Ю.А., Круглов М.Г. Влияние угла атаки и радиуса скругления передней кромки на потери в решетке профилей // Энергомашиностроение.-1976. – N 12.- С.30-32.
3. Grishin Y., Krouglov M. Calcul des pertes de l'ecoulement et construction des caracteristiques des grilles d'aubes // Entropie.- 1979.- № 86. - P.40-45.
4. Жирицкий Г.С., Локай В.И. и др. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов.- М.: Машиностроение, 1971.- 620 с.
5. Кириллов А.И. Влияние больших углов атаки на аэродинамические характеристики решеток профилей реактивного типа //Энергомашиностроение: Ученые записки аспирантов и соискателей ЛПИ. Л, 1964.- С.63 - 68.
6. Дейч М.Е., Филиппов Г.А., Лазарев Л.Я. Атлас решеток осевых турбин.- М.: Машиностроение, 1965.- 92 с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОТРЫВНЫХ ПОТЕРЬ В РАБОЧИХ КОЛЕСАХ РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ТУРБИН

Гришин Ю.А. (МГТУ им.Н.Э. Баумана)

Для наддува ДВС транспортного назначения применяются турбокомпрессоры (ТКР) с радиально-осевыми турбинами (РОТ). Условия работы этих турбин характеризуются большой нестационарностью потоков. В результате на входе в рабочие колеса углы атаки могут достигать весьма значительных величин, что приводит к возникновению отрывных зон и больших потерь отрывного течения. В настоящее время отсутствуют достоверные методики расчета этих потерь, которые, очевидно, необходимы при исследованиях, разработке и адаптации ТКР, работающих в составе КДВС.

Первая и самая важная особенность, которую надо учесть при рассмотрении течения в решетках РОТ, это вторичное циркуляционное течение в межлопаточных каналах со скоростью u_s на радиусе r_1 входа в колесо в направлении, противоположном переносной скорости u. При этом фактической переносной скоростью на входе будет величина u-u_s. В результате действительный угол входа потока в колесо в относительном движении β_s, определяющий фактический угол атаки δ и соответствующие отрывные потери на входных кромках, будет отличаться угла β_1, который имел бы место при бесконечно большом числе лопаток z и отсутствии циркуляционного течения (рис.1).

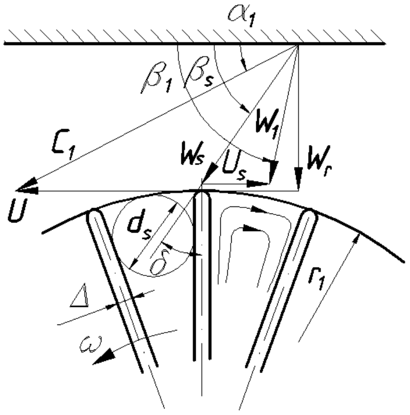

Рис.1. К определению угла атаки с учетом циркуляции на входе в рабочее колесо радиально - осевой турбины

Величина циркуляционной поправки может быть с достаточной точностью определена с помощью формулы Стодолы [1] $u_s = d_s\omega/2$, где ω - угловая частота вращения, d_s - диаметр окружности, вписанной между лопатками колеса на входе. Этот диаметр удобно связать с диаметром на входе в колесо, введя обозначение относительной величины $r_s = d_s/2r_1 = \pi/(z + \pi) - \Delta/2r_1$. Можно воспользоваться также более простой формулой $r_s = 2/z$ [2,3]. Толщина лопаток Δ в радиальных колесах невелика, и обе эти формулы дают примерно одинаковые расчетные значения r_s.

Исходя из очевидных соотношений для векторов скоростей $u + w_r ctg\beta_1 = w_r ctg\alpha_1$, $u - u_s + w_r ctg\beta_s = w_r ctg\alpha_1$ можно получить зависимость

$$ctg\beta_s = r_s ctg\alpha_1 + (1 - r_s) ctg\beta_1 \tag{1}$$

для связи между углом β_s, необходимым для расчета отрывных потерь, углами α_1, β_1 и циркуляционной характеристикой r_s. Секундный расход для любой элементарной струйки с угловым размером dx, подходящей к дуге входной окружности под углом β_s составит $dm = \rho w_s dF = \rho v_s b r_1 sin\beta_s dx$. В соответствии с подходом Степанова Г.Ю. [4], применяемым для осевых турбин, отрыв будем считать сосредоточенным на входе. Поэтому ширина межлопаточного канала на входе b в дальнейшем в расчетных соотношениях может быть сокращена.

Пусть при некотором значительном нерасчетном угле входа β_s в межлопаточном канале с углом раскрытия $\varphi = 2\pi/z$ имеет место отрывное течение с живым сечением, определяемым угловым размером φ_m. На рис.2 пунктиром показана условная граница отрывной зоны, а также осевая линия MN, проходящая под углом $\varphi_m/2$ к поверхности лопатки, т.е. через середину минимального живого сечения.

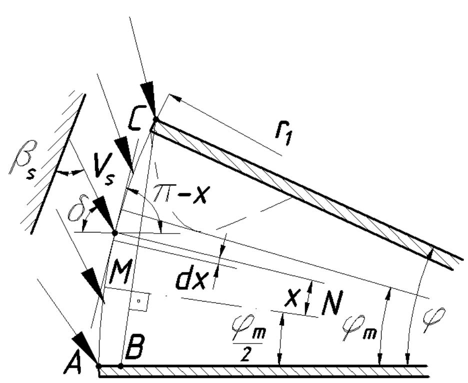

Рис.2. К записи уравнения импульсов на входе в межлопаточный канал рабочего колеса

От этой линии будем вести отсчет угловых координат для расчетных соотношений к последующему определению размера φ_m. По отношению к MN каждая из элементарных струек на входе занимает некоторое угловое положение x, а вектор скорости в ней w_s имеет угол атаки $\delta = \pi - \beta_s + x$.

В отличие от осевых решеток, где направление всех векторов в передней фронтальной плоскости можно считать одинаковым, в радиальных решетках, чтобы получить значение K_1 среднего вектора количества движения со стороны входа в проекции на MN, необходимо выполнять интегрирование:

$$K_1 = \int_{-\varphi_m/2}^{\varphi - \varphi_m/2} w_s \cos\delta dm = b r_1 \rho w_s^2 \sin\beta_s \int_{-\varphi_m/2}^{\varphi - \varphi_m/2} \cos(\pi - \beta_s + x) dx =$$

$$= 2br_1\sin(\varphi/2)\rho w_s^2\sin\beta_s\sin(\beta_s-\varphi/2+\varphi_m/2) = F_1\rho w_s^2\sin\beta_s\sin(\beta_s-\varphi/2+\varphi_m/2).$$

Значение количества движения в сечении наибольшего сужения F_m будет составлять

$$K_m = \int_{-\varphi_m/2}^{\varphi_m/2} w_m dm = br_1\rho w_s^2 \int_{-\varphi_m/2}^{\varphi-\varphi_m/2}\cos x dx = 2br_1\rho w_m^2\sin(\varphi_m/2) = F_m\rho w_s^2.$$

Теперь в проекции на MN можно записать уравнение импульсов, необходимое для расчета сечения F_m, значения угла φ_m, или коэффициента сужения струи около зоны отрыва $\varepsilon = F_m/F_1 = \varphi_m/\varphi$. При этом необходимо учесть, что, благодаря эффекту сужения межлопаточного канала под углом φ, при больших углах атаки проекция входного количества движения должна быть уменьшена на величину

$$\Delta K = ABb\rho w_s^2\cos\beta_s = ACb\sin(\varphi/2-\varphi_m/2)\rho w_s^2\cos\beta_s \approx$$

$$\approx 2br_1\sin(\varphi/2)\sin(\beta_s-\varphi/2+\varphi_m/2)\rho w_s^2\cos\beta_s.$$

Эта величина представляет собой небольшую часть K_1, которая теряется на коротком участке AB входных кромок лопаток, фактически выходящем за пределы контура записи уравнения импульсов. С учетом сказанного после преобразований для уравнения импульсов можно получить

$$\sin(\varphi/2)\rho w_s^2[\sin\beta_s\sin(\beta_s-\varphi/2+\varphi_m/2)-\sin(\varphi/2-\varphi_m/2)\cos\beta_s]+p_1\sin(\varphi/2) =$$

$$= \sin(\varphi_m/2)\rho w_s^2 + p_m\sin(\varphi/2). \quad (2)$$

Поскольку на участке сужения струи около зоны отрыва потерь практически нет, воспользовавшись уравнениями энергии и расхода

$$p_1/\rho + w_s^2/2 = p_1/\rho + w_s^2/2; \quad (3)$$

$$\sin(\varphi/2)\rho w_s\sin\beta_s = \sin(\varphi_m/2)\rho w_m, \quad (4)$$

из (2) получим

$$\frac{\varphi}{\varphi_m} = 1 + ctg\beta_s\sqrt{1+\varphi\frac{1+\csc\beta_s}{ctg\beta_s}\left(1-\frac{\varphi}{\varphi_m}\right)}. \quad (5)$$

Расчетные исследования показали, что значение корня (обозначим его символом χ) близко к единице, поэтому (5) можно переписать в виде

$$\frac{\varphi}{\varphi_m} = 1 + ctg\beta_s\sqrt{1+\varphi\chi\frac{1+\csc\beta_s}{1+\chi ctg\beta_s}}. \quad (6)$$

Для определения значения χ решим квадратное уравнение $\chi^2 = 1 + 2\varphi(2\chi + 1)$, где второе слагаемое в правой части представляет собой среднее арифметическое второго слагаемого под корнем в формуле (6) при предельных значениях β_s *(0 и $\pi/2$)*. В результате $\chi = \varphi/2 + \sqrt{(\varphi/2)^2 + \varphi/2 + 1}$.

Теперь, когда определено сужение потока около зоны отрыва, можно выразить потери по отношению к сечению присоединения, в качестве которого, как это принято, берется сечение межлопаточного канала на входе. Поскольку потери отрыва в радиальных турбинах обычно относят к параметрам на входе [5,6,7], коэффициент потерь будет иметь вид $\zeta_{вх} = [(F_p/F_m - 1)F_1/F_p]^2$. Подставляя соответствующие значения, получим после преобразований:

$$\varsigma_{вх} = \left\{\left[\frac{\varphi-\Delta/r_1}{\varphi}\left(1+ctg|\beta_s|\sqrt{1+\varphi\chi\frac{1+\csc|\beta_s|}{1+\chi ctg|\beta_s|}}\right)-1\right]\frac{\varphi\sin\beta_1}{\varphi-\Delta/r_1}\right\}^2. \quad (7)$$

С помощью этого довольно простого соотношения можно построить ветки характеристик $\zeta_{вх} = \zeta_{вх}(\beta_1)$ (рис.3), определив предварительно β_s по формуле (1), т.е. учтя поправку Стодолы. Значение β_s здесь подставляется взятое по модулю, поскольку при построении правой ветки этот угол из (1) получается отрицательным. При таком угле сужение потока около нижней лопатки теряет физический смысл, наоборот, начнется образование зоны отрыва около верхней лопатки.

Формула (1) при значении $\beta_s = 90^o$ позволяет получить зависимость для определения угла β_{1p}, который фактически должен рассматриваться в качестве «безударного» угла входа на данном режиме работы турбины, $ctg\beta_{1p} = r_s ctg\alpha_1/(1-r_s)$.

Из формулы (7), задавшись $\zeta_{вх} = 0$, можно определить диапазон нечувствительности к углу атаки.

При этом надо решить уравнение

$$1+\varphi\chi\frac{1+\csc\Delta\beta_s}{1+\chi ctg\Delta\beta_s}=\left(\frac{\Delta/r_1}{\varphi-\Delta/r_1}\right)^2. \qquad (8)$$

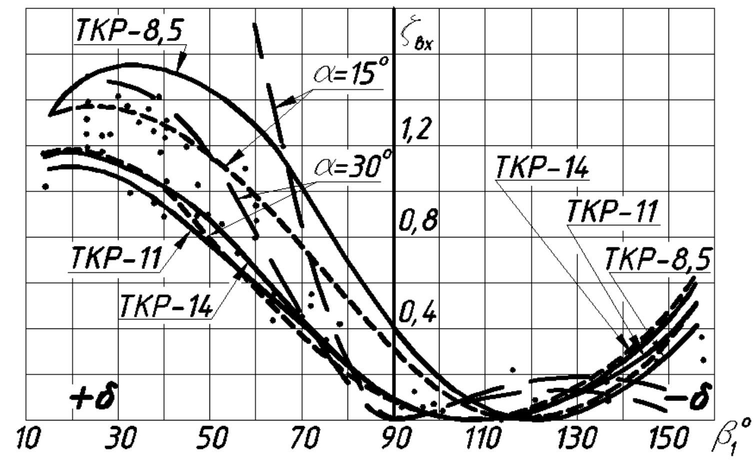

Рис.3.Зависимости потерь на входе в колесо от угла β_1 при различных α_1:
• - эксперимент;
—— —— - расчет по методике В.Т.Митрохина[5];
---- - расчет по разработанной методике

Предельные углы нечувствительности к углу атаки будут соответственно $\beta_{1n1} = \beta_{1p} - \Delta\beta_s$ и $\beta_{1n2} = \beta_{1p} + \Delta\beta_s$. Решение уравнения (8) затруднительно, т.к. требует проведения итераций. Но, поскольку в радиальных турбинах рабочие лопатки сравнительно тонкие, значения β_{1n1}, β_{1n2} близки β_{1p}. В результате можно воспользоваться более простой формулой, полученной из (8):

$$ctg\Delta\beta_s=\frac{1}{\sqrt{1+\varphi\chi}}\cdot\frac{\Delta/r_1}{\varphi-\Delta/r_1}. \qquad (9)$$

На рис.3 нанесены экспериментальные данные большого числа авторов для разных рабочих колес РОТ [5,6], лежащие в сравнительно узком поле благодаря характерному для радиальных решеток небольшому различию относительных геометрических характеристик, а также расчетные характеристики колес, полученные по методике Митрохина [5], которая не учитывает циркуляционную составляющую течения и радиальную направленность лопаток. На рис.3 представлены и рассчитанные описанным выше методом характеристики соответствующих колес и характеристики колес наиболее распространенных в транспортных КДВС турбин ТКР-14 ($\alpha_1 = 24,5^o$; $z = 15$; $\Delta = 2$ мм), ТКР-11 ($\alpha_1 = 18^o$; $z = 18$; $\Delta = 2,6$ мм) и ТКР- 8,5 ($\alpha_1 = 19,43^o$; $z=15$; $\Delta=1,1$ мм). Для последних трех турбинных колес были рассчитаны также характеристики типа $\psi/\psi_p=\psi/\psi_p(\beta_1)$ (рис.4), где ψ_p-скоростной коэффициент на расчетном режиме обтекания. Эти характеристики также отражают зависимость потерь от угла атаки и в некоторых случаях более удобны для расчетных исследований. Результаты сопоставлены с экспериментальными данными, полученными различными авторами и приведенны в работе [6].

Как видно из рисунков, характеристики, построенные с помощью описанной методики, лежат в поле опытных данных, следовательно, данная методика может быть рекомендована для расчетных исследований.
В заключение отметим, что для численных расчетов взаимодействия выпускных импульсов КДВС с колесом РОТ можно воспользоваться и более простой зависимостью, чем (7).

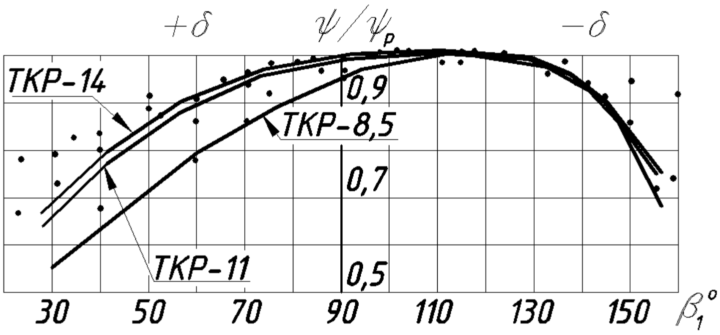

Рис.4. Зависимости скоростного коэффициента ψ от угла входа β_1:
• - эксперимент;
—— - расчет по разработанной методике

Поскольку лопатки в таких турбинах достаточно тонкие (если не считать специальных атакоустойчивых утолщенных профилей, подобных применяемым в ТКР-11), и зоны нечувствительности к углу атаки весьма малы, из (7) можно получить

$$\varsigma_{\hat{a}\tilde{o}} = \left[(1 + a\delta) tg\delta \cdot \sin\beta_1\right]^2, \qquad (10)$$

где: а - эмпирический коэффициент (а = 0,002 - 0,003); δ - угол атаки ($\delta = 90^o - |\beta_s|$).

Данная формула также дает вполне удовлетворительные результаты.

Литература:

1. Кириллов И.И., Кириллов А.И. Теория турбомашин.- Л.: Машиностроение,1974.- 320 с.
2. Аэродинамика турбин и компрессоров / Под ред. У.Р.Хауторна: Пер. с англ.- М.: Машиностроение, 1968.- 742 с.
3. Диксон С.Л. Механика жидкостей и газов. Термодинамика турбомашин: Пер. с англ. Р.Е. Данилова и М.И.Осипова. - М.: Машиностроение, 1981.- 213 с.
4. Степанов Г.Ю. Гидродинамика решеток турбомашин.- М.: Физматгиз, 1962.-512 с.
5. Митрохин В.Т. Выбор параметров и расчет центростремительной турбины на стационарных и переходных режимах.- М.: Машиностроение, 1974.- 228 с.
6. Розенберг Г.Ш., Ткачев Н.М., Кострыкин В.Ф. Центростремительные турбины судовых установок.- Л.: Судостр., 1973.- 216 с.
7. Шерстюк А.Н., Зарянкин А.Е. Радиально - осевые турбины малой мощности.- М.: Машиностроение, 1976.- 208 с.

К РАСЧЕТУ ХАРАКТЕРИСТИК КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА С ОПРЕДЕЛЕНИЕМ ГРАНИЦЫ ПОМПАЖА

Гришин Ю.А. (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Расчет взаимодействия нестационарного потока со ступенью центробежного компрессора (ЦБК), как наиболее распространенного агрегата наддува КДВС, представляет собой весьма сложную задачу. В наиболее значительной работе [1], посвященной этому вопросу, показано, что в диапазоне частот газодинамических