

УДК 621.45.03+004.9

РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ МОДЕЛИРОВАНИЯ И АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ КОМПРЕССОРОВ

© 2014 И.А. Кривошеев, К.Е. Рожков

Уфимский государственный авиационный технический университет

Рассматриваются методы расчёта характеристик решёток профилей, венцов и компрессора в целом. Показано, что аэродинамические характеристики решёток из тонких пластин определяют градиент характеристики всех решёток искривлённых профилей с той же густотой и «лопаточным» углом выхода. Предложена эмпирическая зависимость и метод номограмм, позволяющий построить семейство кривых, задающих характеристики решёток профилей, включая зону срыва потока. Предложен алгоритм получения характеристик лопаточных венцов, ступеней и каскадов компрессора. Полученные таким образом характеристики компрессора позволяют, в свою очередь, рассчитать характеристики разрабатываемого двигателя на установившихся и неустановившихся режимах работы с высокой точностью. Предложенный метод позволяет производить выбор геометрических параметров лопаточных венцов, а в эксплуатации – производить учёт влияния на характеристики изменения геометрии лопаток (за счёт эрозии, загрязнения и т.д.), заранее проанализировать влияние загрязнения и эрозии лопаток на изменение характеристик узлов, а по результатам идентификации модели установки решить обратную задачу – выявить фактические значения загрязнений и эрозии в конкретных венцах и ступенях. Полученную геометрию венцов возможно использовать как начальное приближение и для задания граничных условий при твёрдотельном 3D моделировании и газодинамических расчётах в САЕ- системах типа Ansys CFX.

Решётка профилей, экспериментальная продувка, угол поворота потока, теоретический напор.

При проектировании лопаточных машин всё шире используют методы 3D CAD/САЕ-моделирования. Однако на ранних этапах проектирования при подборе геометрии лопаточных венцов, решении оптимизационных задач, задании граничных условий для 3D-моделирования, а также при доводке и диагностике состояния лопаточных машин продолжают использоваться и 2D-модели, основанные на эмпирических зависимостях. Эти модели используются в таких программных комплексах, как Concert NREC, AxStrim, а также в системах имитационного моделирования (СИМ) на основе разработанной в НИЛ САПР-Д УГАТУ технологии САМСТО (СИМ Компрессор, Турбина, Stupeny, Venez). Эмпирические зависимости в таких системах используются для расчёта углов отставания при истечении потока из каждого лопаточного венца, расчёта потерь и т.д. Поэтому актуально уточнение этих зависимостей, анализ возможности их экстраполяция для расширения области и повышения степени их адекватности.

В своё время был проведён ряд работ по использованию обобщения экспе-

риментальных данных для выявления закономерностей протекания характеристик решёток профилей, ступеней, каскадов лопаточных машин (ЛМ). Так, например, в ЦИАМ им. П. И. Баранова Л.Е. Ольштейном и В.Г. Процеровым был разработан метод расчёта характеристик осевых компрессоров с использованием обобщённых характеристик осевых ступеней [1]. Данный метод базируется на параметрах лопаточных венцов на среднем радиусе и не требует определения параметров потока в лопаточном венце на различных радиусах с последующим интегрированием параметров потока по высоте проточной части. Используемые в этом методе обобщённые характеристики ступеней были получены по результатам обработки большого количества экспериментальных характеристик отдельных ступеней в широком диапазоне изменения входных параметров ступени компрессора. В то же время эти результаты мало зависят от геометрии исследуемых решёток профилей, и поэтому характеристики, рассчитанные с помощью этого метода, неточны. Например, выполненный авторами анализ показал, что предложенные Л.Е. Оль-

штейном зависимости не учитывают относительный диаметр втулки. И тем более они непригодны для расчёта характеристик решёток профилей.

Как известно, согласно методу Н.Е.Жуковского выделяют вдоль всей проточной части (ПЧ) компрессора на разных уровнях (вдоль поверхностей тока) элементарные каналы (как совокупность элементарных ступеней), и это позволяет на выходе из компрессора получать параметры, различные по высоте лопатки (эпюры) (рис.1). В том случае, если элементарный канал построен вдоль наружного корпуса или втулки ротора, меридиональное сечение соответствующей поверхности тока может быть достаточно просто получено.

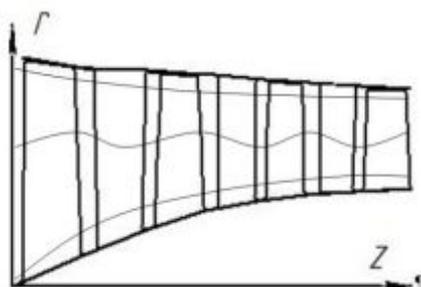


Рис. 1. Выделение поверхностей тока вдоль проточной части компрессора

Для промежуточных по высоте ПЧ поверхностей тока это делается путём итераций с учётом условий равновесия (т.е. условием того, что в сечениях с большей окружной скоростью потока имеется больший радиальный градиент статического давления, траектории частиц отклоняются к периферии). В этом случае уравнение течения в радиальном направлении имеет вид [4]:

$$\frac{dp}{dr} = \rho \frac{C_u^2}{r} + \rho \frac{dC_r}{dt},$$

где dp/dr - градиент давлений, ρ - плотность, $кг/м^3$, C_u - окружная составляющая окружной скорости, $м/с$, C_r - радиальная составляющая скорости, r - радиус, $м$. Авторами предложен метод отслеживания струй (МОС), при котором рассматривается смещение частицы в окружном направлении x . Перемещение частицы в меридиональной плоскости вдоль

поверхности тока обозначается s . В этом случае вдоль траектории $ds/dt = C_a$, $dx/dt = C_u$. Поэтому условие радиального равновесия во всех точках траектории (а не только в осевом зазоре) запишется в виде

$$\frac{dp}{dr} \approx \rho C_a^2 \left[\left(\frac{dx}{ds} \right)^2 / r + \frac{d^2 r}{ds^2} \right].$$

Это соотношение в созданной авторами системе моделирования используется для определения положения очередной поверхности тока по высоте проточной части. В уравнении неразрывности для каждого выделенного "слоя переменной толщины" расход рассчитывается с помощью уравнения расхода в интегральной форме: $\Delta G = 2\pi \int_{r_{i-1}}^{r_i} \rho C_a r dr$, где r_i - радиальные координаты соседних линий тока, ΔG - расход между соседними линиями тока, C_a - составляющая абсолютной скорости вдоль поверхности тока. Если промежуточные поверхности тока выделяются для равновеликих кольцевых сечений на входе в компрессор, то это упрощает осреднение и получение интегральных параметров и характеристик отдельных лопаточных венцов, ступеней и компрессора в целом.

Авторами показано, что при выделении элементарной решётки вдоль пространственной поверхности тока следует дополнительно вводить поправки, учитывающие диагональность, «просадку» скорости вдоль поверхности тока, скорость натекания и т.д. Эффективное значение плотности при этом определяется в среднемиделевом сечении решётки. Таким образом, при расчёте характеристик сложных пространственных решёток удаётся использовать методы расчёта характеристик плоских решёток профилей.

Как известно, геометрию плоской компрессорной решётки принято характеризовать следующими параметрами: угол изгиба средней линии профиля ϵ , угол установки профиля в решётке γ , плотность решётки b/t , относительное расстояние

максимальной вогнутости средней линии от носка профиля, максимальная относительная толщина профиля \bar{c}_m , относительное расположение максимальной толщины профиля \bar{x}_m , координаты базового неизогнутого профиля, вид кривой, которой очерчивается средняя линия профиля. При протекании рабочего тела через элементарную решётку в рабочем колесе компрессора (а также в направляющем аппарате) поток изменяет своё направление и тормозится. Изменяя угол входа потока в решётку, можно получить характеристику решётки в виде $\Delta\beta = f(i)$, где i - угол атаки. Авторами показано, что гораздо удобнее использовать координаты $\beta_2 = f(\beta_1)$ или $\Delta\beta = f(\beta_1)$. Это позволяет экстраполировать характеристику и сопоставлять её с идеальным протеканием характеристики (без отставания на выходе) – она задаётся линией под 45° , отсекающей отрезки $\beta_{2л}$ на осях ординат и абсцисс. Предлагается результаты продувок плоской решётки профилей представить в координатах $\beta_2 = f(\beta_1)$ с экстраполяцией из зоны компрессорного в зону турбинных режимов, а также в зону обратных течений (что происходит при помпажных колебаниях). При этом для малых скоростей натекания ($\lambda_{w1} < 0,4$) выделяется базовая линия (которая вблизи номинальных режимов координатах «коэффициент теоретического напора – коэффициент расхода» является линейной). Семейство таких линий в координатах $\beta_2 = f(\beta_1)$ для разных элементарных решёток показано на рис. 2. Все линии начинаются в точке $(0^\circ; 0^\circ)$ и заканчиваются в точке $(180^\circ; 180^\circ)$. Можно выделить два участка: β_1 меняется от 0° до 90° (компрессорный режим) и от 90° до 180° (турбинный режим). При изменении геометрии элементарной решётки базовая линия смещается относительно точки, с координатами $(90^\circ; 90^\circ)$ вверх или вниз. На этом поле хорошо видны углы поворота, атаки и отставания, выше описанные точки мак-

симального поворота « m » и « 0 » - номинального (по Хауэллу) режимов. Нанесены также линии режимов « m » и номинальных режимов « 0 ». Пара этих линий для компрессорных элементарных решёток и режимов идёт из точки с координатами $(0^\circ; 0^\circ)$, а для турбинных элементарных решёток и режимов - из точки $(180^\circ; 180^\circ)$. Эти линии попарно симметричны относительно этих точек.

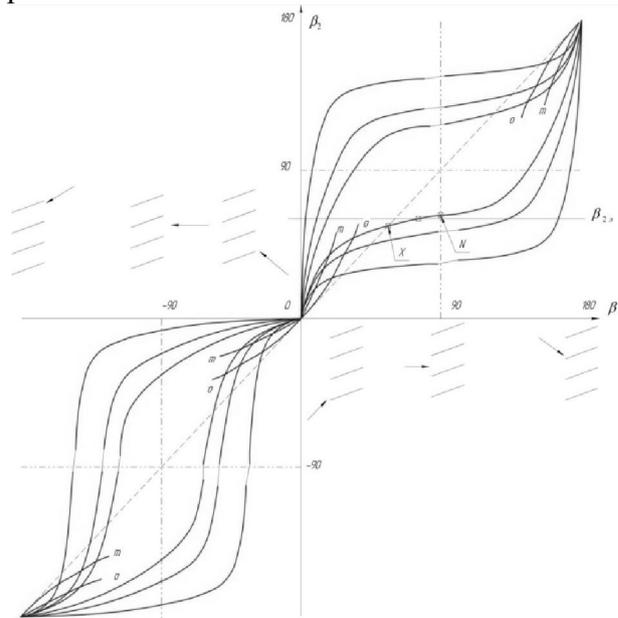


Рис. 2. Продувочные кривые решёток в координатах $\beta_2 = f(\beta_1)$

Очевидно, что в точке « m » касательная к базовой линии параллельна линии « x », расположенной под углом 45° и соединяющей точки $(0^\circ; 0^\circ)$, $(90^\circ; 90^\circ)$ и $(180^\circ; 180^\circ)$. В точке « x » пересечения базовых линий с линией « x » каждая элементарная решётка имеет нулевой теоретический напор и нулевой поворот потока. Точку, имеющую координату $\beta_1 = 90^\circ$, обозначим буквой N . Она характеризует угол выхода потока β_{2N} при фронтальном натекании на элементарную решётку. В этих координатах для каждой элементарной решётки полезно нанести горизонталь $\beta_{2л}$ и вертикаль $\beta_{1л}$. Пересечение с ними характеризует нулевое отставание δ и нулевой угол атаки i , соответственно. В этом семействе базовых линий можно выделить линии для типично компрес-

сорных элементарных решёток (рабочих колёс, направляющих аппаратов и входных направляющих аппаратов) и для турбинных элементарных решёток (рабочих колёс и спрямляющих аппаратов), для компрессорных и турбинных режимов работы этих элементарных решёток. В этих же координатах можно показать базовые линии для обратного течения в элементарной решётке. Такие режимы возникают в компрессорных элементарных решётках при помпаже. Для профилей с нулевой толщиной ($\bar{c}_m = 0$) такие линии нетрудно построить, используя имеющиеся линии из верхнего квадранта. Горизонталь $\beta_{2,l}$ из верхнего квадранта становится вертикалью $\beta_{1,l}$ в нижнем квадранте и наоборот. Иными словами, в нижнем квадранте $\beta_{1,l}$ численно равно $\beta_{2,l}$ из верхнего квадранта, и наоборот, в нижнем квадранте $\beta_{2,l}$ численно равно $\beta_{1,l}$ из верхнего квадранта.

Это позволяет понять, как переворачивается соответствующая базовая линия при изменении направления движения потока в элементарных решётках с прямого на обратное. Линия, ордината которой соответствует «лопаточному» углу на выходе из решётки $\beta_{2,l}$ с осью абсцисс, имеет пересечение с продувочной кривой, но в координатах $\beta_2 = f(\beta_1)$ эту точку сложно выделить. Поэтому предпочтительнее использовать координаты $\Delta\beta = f(\beta_1)$. В этой системе координат можно также нанести точки «х» и «N», а также нанести точку «2л», соответствующую лопаточному углу на выходе (без отставания). Также на продувочной кривой в этих координатах легче выделить максимальную точку «m» на продувочной кривой. Идеальная линия (с нулевым отставанием) располагается под углом 45° и проходит через точку $s(\beta_{2,l}; 0^\circ)$ на оси ординат и точку $(0^\circ; \beta_{2,l})$ на оси абсцисс (рис.3) Точки (m, o, x, 2л, N) в зоне компрессорных режимов $\beta_{1,l}$ = от 0° до 90° на каждой базовой линии имеют соответственные точки

($m', o', x', 2л', N'$) для турбинных режимов в зоне $\beta_{1,l}$ = от 90° до 180° . Такие точки находятся на линиях максимальных режимов «m» и номинальных режимов «0». Эти же точки выделяются на участках, соответствующих режимам обратного течения. Выделенные на графиках точки отмечаются и при представлении базовых линий и в координатах $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a; \lambda_u)$.

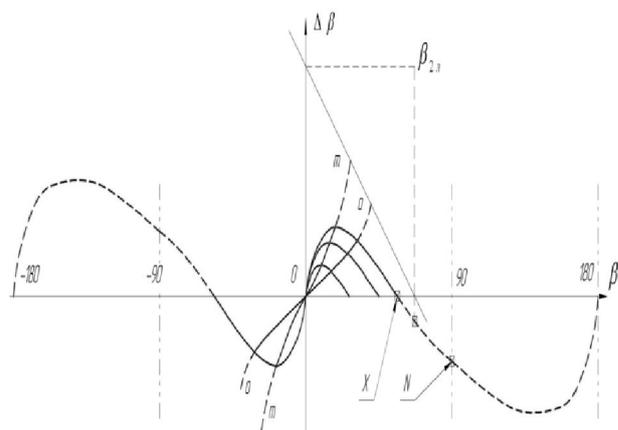


Рис.3. Базовая продувочная кривая в координатах $\Delta\beta = f(\beta_1)$

Важно знать их положение на продувочных кривых элементарных решёток и на характеристике ступени. Использование такой кривой упрощает процесс профилирования. На продувочной кривой в таком виде нетрудно найти максимум «m», а также номинальный (по Хауэллу) режим «0».

Для построения характеристики решётки профилей на первом этапе необходимо построить в координатах $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a; \lambda_u)$ базовую линейную часть. Как показал анализ, для решёток профилей конечной толщины при отсутствии закрутки на входе на характеристике $\bar{H}_T = f(\text{tg}\beta_1)$ номинальная точка «0» наиболее адекватно определяется при совместном использовании эмпирических зависимостей Бойса и Комарова А.П. При этом её положение зависит и от скорости натекания λ_{w1w} (для рабочего колеса). Авторами показано, что аэродинамические характеристики решёток из тонких пластин определяют градиент характеристики всех решёток искрив-

лѐнных профилей с той же густотой и «лопаточным» углом выхода. Всё это вместе позволяет оперативно получать линейную базовую часть характеристики $\bar{H}_T = f(\text{tg}\beta_1)$ для любой реальной решѐтки. При этом предварительно требуется рассчитать параметры зависимости $\bar{H}_T = f(\text{tg}\beta_1)$ для решѐток пластин с учётом «лопаточного» угла выхода β_{2n} и густоты b/t . Для этого использована предложенная авторами аппроксимация линейной базовой части характеристики $\bar{H}_T = f(\text{tg}\beta_1)$ в виде:

$$\bar{H}_T = \bar{H}_{Ty} \left(1 - \frac{\text{tg}\beta_1}{\text{tg}\beta_x} \right),$$

где β_x – угол натекания на решѐтку, при котором поворот потока $\Delta\beta = 0$ и коэффициент теоретического напора решѐтки $\bar{H}_T = 0$. Доказано, что для решѐток тонких пластин $\beta_x = \beta_{2n} = \gamma$, где γ – угол установки пластин в решѐтке. Авторами получена универсальная эмпирическая зависимость (рис. 4)

$$\bar{H}_{Ty} = 1 - e^{-\frac{b/t}{T}}.$$

Выявлено значение параметра (аналог «постоянной времени»): $T \approx 0,335$.

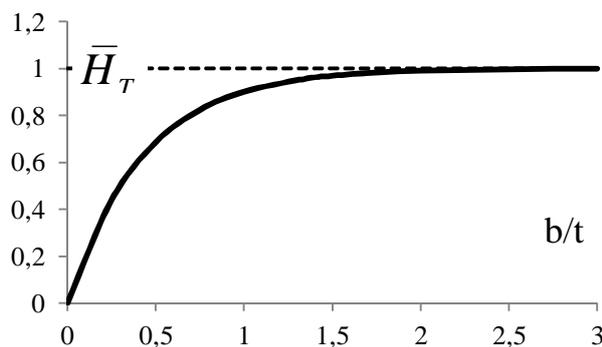


Рис. 4. График зависимости $\bar{H}_{Ty} = 1 - e^{-\frac{b/t}{T}}$

Эти результаты получены на основании анализа опубликованных данных по продувкам решѐток пластин, а также результатов выполненных физических и

численных экспериментов по таким продувкам. Так например, в [1] опубликованы данные о продувке плоских решѐток из пластин, установленных под углом 60° . Представлена зависимость угла отставания потока в решѐтке от её густоты и угла выхода потока. Из графиков видно, что важнейшим параметром, влияющим на величину угла отставания δ , является густота решѐтки b/t (рис. 5).

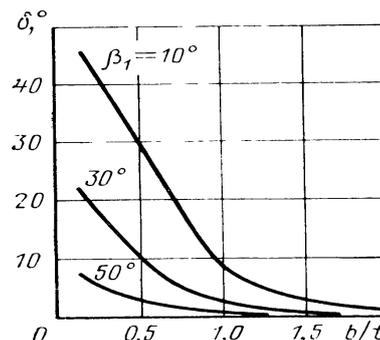


Рис. 5. Зависимость угла отставания потока в решѐтке от её густоты и угла входа потока

С учётом этих данных и выполненных продувок и численного моделирования обтекания других решѐток пластин и получена эмпирическая зависимость, показанная на рис.4. Вместе с определением номинальной точки в координатах $\bar{H}_T = f(\text{tg}\beta_1)$ по Бойсу-Комарову А.П. это позволяет получить зависимость угла отставания потока в любой решѐтке от её кривизны и угла входа потока при заданной густоте и скорости натекания.

Поскольку метод определения номинальной точки "о" по Бойсу-Комарову [3] не пригоден для решѐтки пластин (с профилями нулевой кривизны), авторами предложен метод построения в координатах "коэффициент теоретического напора - коэффициент расхода" линии номинальных режимов и для решѐток пластин и для решѐток искривлѐнных профилей. Он состоит в том, что при одной и той же густоте решѐток и при одном и том же значении угла β_{2n} определяются номинальные точки "о" для решѐток нулевой толщины и различной кривизны. Затем строится соединяющая эти точки линия и отыскивается пересечение её экстраполяции с по-

строенной линейной частью характеристики для решётки пластин с тем же углом $\gamma = \beta_{2,n}$. Таким образом определяется положение номинальных точек "о" для решёток пластин с разными углами $\gamma = \beta_{2,n}$ (рис. 6). Это позволяет построить полную картину для определения номинальных режимов решёток.

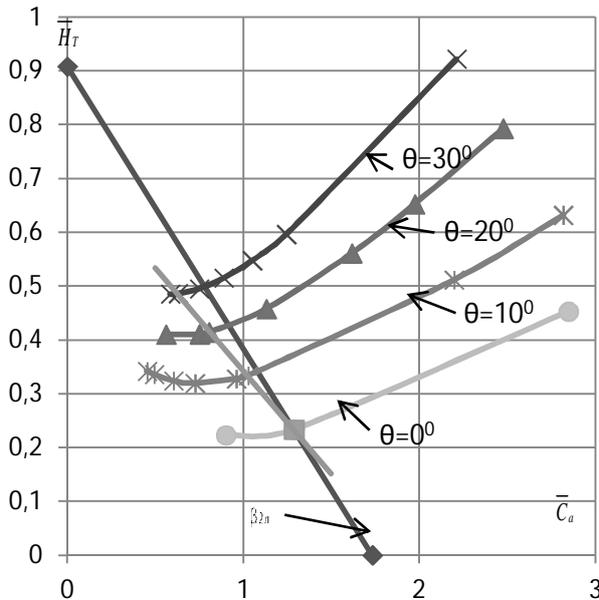


Рис.6. Схема построения линии номинальных режимов для решёток пластин при густоте $b/t=1$ по результатам расчёта номинальных точек для решёток искривлённых профилей с той же густотой и углом установки пластин, равным углу выхода из решётки $\gamma = \beta_{2,n} = 60^\circ$

Вместе с показанным на рис. 6 методом определения номинальной точки "о" всё это позволяет для любой решётки оперативно построить линейный участок $\bar{H}_T = f(\bar{C}_a, b/t)$ в зоне vicinity номинального режима "о". На рис.7 показано протекание экспериментально полученных "продувочных кривых" решёток с искривлёнными профилями и линейных участков характеристик соответствующих решёток пластин. Поскольку такие характеристики построены для условий автомодельности по скорости натекания на решётку ($\lambda_{w1} \leq 0,4$), при отсутствии закрутки на входе ($\alpha_l = 90^\circ$), диагональности ($\frac{u_2}{u_1} = \frac{r_2}{r_1} = 1$) и

"просадки" осевой скорости ($\frac{C_{2a}}{C_{1a}} \approx 1$), то их предлагается рассматривать как "базовые".

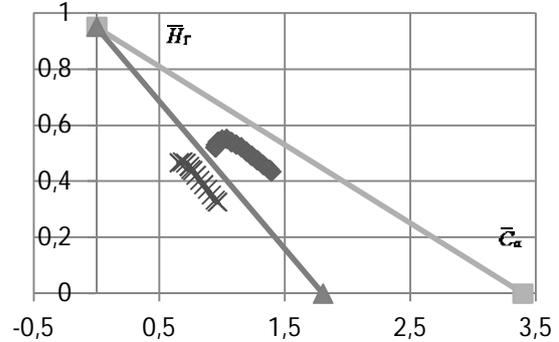


Рис.7. Протекание базовой линии

$\bar{H}_T = \bar{H}_{T_0} (1 - \frac{C_{a1}}{C_{ax}})$ для решётки искривлённых профилей конечной толщины параллельно базовым линиям решёток пластин с той же густотой и углом установки пластин, равным углу выхода из решётки $\gamma = \beta_{2,n}$ (в том числе по результатам продувки решёток пластин при $\beta_1 = 90^\circ$)

С учётом продувок [1] установлено влияние скорости натекания λ_{w1} на характеристики решёток пластин. Это позволяет построить для любой решётки серию линий, изображённых на рис. 8.

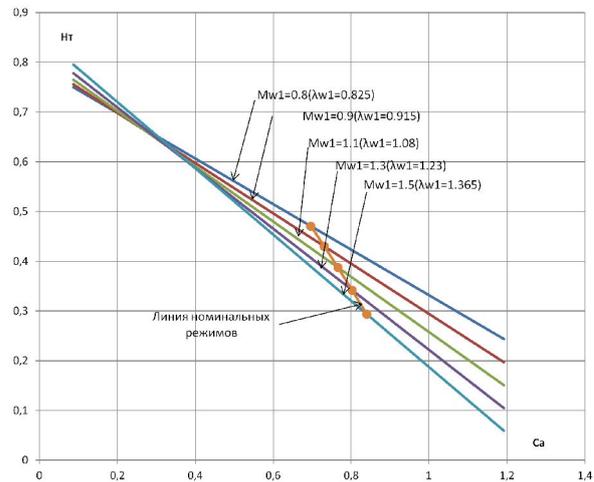


Рис.8. Зависимость $\bar{H}_T = f(\bar{C}_a, \lambda_{w1})$ при различных скоростях натекания

Остальные указанные факторы учитываются с помощью предложенных авторами поправок в формулах расчёта теоретического напора. Так например, искривление характеристики при увеличе-

нии скорости натекания на решётку учитывается поправкой φ_T . При этом для расчёта коэффициента теоретического напора предлагается зависимость:

$$\bar{H}_T = \bar{H}_{Ty} \left(1 - \frac{\bar{C}_{1a}}{\bar{C}_{ax}} + \varphi_T \right).$$

Для определения параметра φ_T предлагается использовать следующую двухфакторную зависимость (которую по методу греко-латинских квадратов представили как произведение её однофакторных сечений через выделенную базовую точку):

$$\varphi \left(\frac{\bar{C}_a}{\bar{C}_{ao}} \right) = \begin{cases} 0, \text{ для } 0 < \frac{\bar{C}_a}{\bar{C}_{ao}} \leq 1, \\ 0,033 \cdot \left(\frac{\bar{C}_a}{\bar{C}_{ao}} \right) - 0,016, \text{ для } \frac{\bar{C}_a}{\bar{C}_{ao}} > 1. \end{cases}$$

Для учёта скорости натекания на решётку:

$$\varphi(\lambda_{w1}) = 0.39928 \cdot \lambda_{w1}^2 + 0.04062 \cdot \lambda_{w1} - 0.00687;$$

$$\varphi_T = - \frac{\varphi(\lambda_u) \cdot \varphi \left(\frac{\bar{C}_a}{\bar{C}_{ao}} \right)}{0.15434}.$$

Для учёта диагональности предложена формула:

$$\begin{aligned} \bar{H}_T = & (\bar{r}_2^2 - 1) + \frac{tg\beta_1}{tg\beta_2} \left(1 - \bar{r}_2^2 \frac{\bar{C}_{2a}}{\bar{C}_{1a}} \right) + \\ & + \bar{H}_{Ty} \left(1 - \frac{tg\beta_1}{tg\beta_2} \right). \end{aligned} \quad (1)$$

В выражении (1) первое слагаемое учитывает диагональность венца рабочего колеса компрессора, второе - «просадку» скорости вдоль поверхности тока, третье - коэффициент теоретического напора в осевой элементарной ступени без учёта диагональности, «просадки» и закрутки потока на входе.

Данный метод [2,3] позволяет, например, по известной геометрии выделенных элементарных решёток профилей и известных параметрах потока на входе в решётку рассчитать параметры потока на выходе из решётки.

Выявленные характеристики решёток профилей могут быть использованы для получения интегральных характери-

стик лопаточного венца, ступени и многоступенчатого компрессора. Однако, если для отдельных решёток характеристики уместно получать и представлять как семейство изолиний $\lambda_{w1} = \text{const}$, то при их интегрировании по высоте проточной части и получении характеристик лопаточных венцов уместно использовать изолинии $\lambda_u = \text{const}$ или $\omega = \text{const}$ (где ω - частота вращения). При этом авторами показано, что для статора полезно рассматривать его виртуальное вращение по отношению к ротору (с частотой $-\omega$). В любом случае построенные характеристики решёток в виде $\bar{H}_T = f(\bar{C}_a)$ требуется перестраивать в координаты $H_T = f(\lambda_{1a}, \lambda_u)$ для лопаточного венца. Для этого надо исходные линии из координат $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a, \lambda_{w1})$ перестроить в координаты $H_T = f(\lambda_{1a}, \lambda_u)$. При этом исходные зависимости можно принять при отсутствии закрутки на входе и использовать следующее выражение:

$$\lambda_w^2 = \frac{1 + \bar{c}_a^2}{\lambda_u^2 + \frac{18,3^2}{2C_p}}.$$

Данные методы использованы авторами при создании системы имитационного моделирования лопаточных венцов, ступеней и компрессоров Venes. При этом для упрощения расчётов на раннем этапе проектирования предполагается, что поток осесимметричный, т.е не учитывается изменение параметров потока в окружном направлении. Предполагается также, что такой эффект, как изменение параметров потока поперёк межлопаточного канала решётки, можно с достаточной степенью точности представить осреднёнными данными. В дополнение к допущению об осесимметричности течения предполагается, что все радиальные перетекания происходят внутри межлопаточных каналов, а за пределами решёток поток находится в условиях радиального равновесия. В этом случае уравнение течения в радиальном направлении можно упростить. Упрощённую теорию радиального равновесия

можно использовать для расчётов потока с разделением проточной части несколькими линиями тока [4]. Расчётные осевые сечения располагаются в осевых зазорах между венцами лопаток.

Достоверная характеристика компрессора (каскада компрессора) позволяет рассчитать характеристики разрабатываемого изделия на установившихся (нагрузочная и климатическая характеристики) и на неустановившихся режимах (динамическая характеристика ГТД) с высокой точностью. При проектировании компрессора предложенный метод позволяет производить выбор геометрических парамет-

ров лопаточных венцов, а в эксплуатации – производить учёт влияния на характеристики изменения геометрии лопаток (за счёт эрозии, загрязнения и т.д.). Метод позволяет заранее проанализировать влияние загрязнения и эрозии лопаток на изменение характеристик узлов, а по результатам идентификации модели установки решить обратную задачу – выявить фактические значения загрязнений и эрозии в конкретных венцах и ступенях.

Выполнено при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ.

Библиографический список

1. Ольштейн Л.Е., Процеров В.Г. Метод расчёта осевого компрессора по данным продувок плоских решёток // Труды ЦИАМ. 1948. № 150. 64 с.

2. Кривошеев И.А., Рожков К.Е. Развитие методов анализа и расчёта характеристик решёток профилей осевых // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2012. № 2(61). С. 26-32.

3. Кривошеев И.А., Рожков К.Е., Симонов Н.Б., Рахманкулов Д.Я. Метод расчёта

теоретического напора лопаточных венцов и решёток профилей с учётом режима и направления движения потока // Вестник УГАТУ. 2013. Т. 17, № 3. С. 18-25.

4. Белоусов А.Н., Мусаткин Н.Ф., Радько В.М., Кузьмичёв В.С. Проектный термодинамический расчёт основных параметров авиационных лопаточных машин. Самара: Самарский гос. аэрокосмический ун-т. 2006. 316 с.

Информация об авторах

Кривошеев Игорь Александрович, доктор технических наук, профессор, декан факультета авиационных двигателей, Уфимский государственный авиационный технический университет. E-mail: krivosh@sci.ugatu.ac.ru. Область научных интересов: исследования в области информационных технологий в двигателестроении.

Рожков Кирилл Евгеньевич, аспирант кафедры авиационных двигателей, Уфимский государственный авиационный технический университет. E-mail: rke85@mail.ru. Область научных интересов: исследования в области моделирования рабочих процессов лопаточных машин.

DEVELOPMENT OF METHODS OF MODELING AND COMPUTER-AIDED DESIGN OF COMPRESSORS

© 2014 I.A. Krivosheev, K.E. Rozhkov

Ufa State Aviation Technical University, Ufa, Russian Federation

Discusses the methods of calculation allowing to calculate the characteristics of cascades of profiles, rows blade, the compressor as a whole. Make improvements to previously known methods of calculation. It is proposed to allocate an additional (along the surface current) elementary channels that can achieve output of rows diagrams parameters. Preparation thus permits the compressor, in turn, to calculate the characteristic of the developed engine steady and unsteady modes with high accuracy. The proposed method allows the selection of geometric parameters of blade rows, and in operation - perform account the influence on the characteristics of changes in the geometry of the blades (due to erosion, dirt, etc.). Allows you to analyze the effect of pre-pollution and erosion of the blades to change the characteristics of the nodes, and the results of the identification of the plant model to solve the inverse problem - to identify the actual values of pollution and erosion in specific stages and crowns. The resulting geometry of the rims may be used as an initial approximation for the boundary conditions at the solid-state 3D modeling and gas-dynamic calculations in CAE- systems such as Ansys CFX.

Cascades, experimental purging; flow angle; theoretical pressure.

References

1. Olshteyn L.E., Protserov V.G. Method for calculating the axial compressor according purging flat lattices // Trudy CIAM. 1948. No. 150. 64 p. (In Russ.)
2. Krivocheev I.A., Rozhkov K.E. Development of methods for the analysis and calculation of cascade performances of axial-flow compressors // Vestnik of Irkutsk State Technical University 2012. No. 2(61). P. 26-32. (In Russ.)
3. Krivocheev I.A., Rozhkov K.E., Simonov N.B., Rahmankulov D.Y. Refinement and expansion of area of use methods of calculation of characteristics of lattices of profiles // Vestnik UGATU. 2013. V. 17, no. 3. P. 18-25. (In Russ.)
4. Belousov A.N., Musatkin N.F., Rad'ko V.M. Proektnyy termogazodinamicheskiy raschet osnovnykh parametrov aviatsionnykh lopatochnykh mashin [Theory and Design of aircraft turbomachinery]. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 2003. 316 p.

About the authors

Krivocheev Igor Alexandrovich, Doctor of Science (Engineering), Professor, dean of the Faculty of aircraft engines, Ufa State Aviation Technical University. E-mail: krivosh@sci.ugatu.ac.ru. Area of Research: the field of information technology in engine.

Rozhkov Kirill Evgenevich, post-graduate student of the aviation engines department, Ufa State Aviation Technical University. E-mail: rke85@mail.ru. Area of Research: the field of modeling workflows turbomachinery.