

АНАЛИЗ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ ПО ПРОДУВКАМ РЕШЕТОК ПРОФИЛЕЙ И РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ РАСЧЕТА ИХ ХАРАКТЕРИСТИК

И. А. Кривошеев¹, К. Е. Рожков², Д. Я. Рахманкулов³, Н. Б. Симонов⁴

¹ krivosh@sci.ugatu.ac.ru, ² rke85@mail.ru

ФГБОУ ВПО «Уфимский государственный авиационный технический университет» (УГАТУ)

Поступила в редакцию 27.05.2013

Аннотация. Рассматриваются закономерности протекания характеристик решеток профилей, выявленные Хауэллом и метод их расчета с использованием регрессионной зависимости П. П. Казанчана. Предложено для решеток профилей использовать методы линеаризации, которые Л. Е. Ольштейн обосновал для упрощенной характеристики осевой ступени компрессора. Для этого авторами дополнительно выведены соответствующие зависимости.

Ключевые слова: решетка профилей; экспериментальная продувка; угол поворота потока; теоретический напор; коэффициент расхода, кинематический и лопаточный углы; регрессионная зависимость; линеаризация.

ВВЕДЕНИЕ

Лопаточные машины являются одними из основных и наиболее сложных в разработке узлов газотурбинного двигателя. За последние годы в связи с прогрессом экспериментальных и особенно расчетных методов исследований радикально изменились не только представления о процессах, происходящих в компрессорах и турбинах, но и вся методология проектирования, доводки и расчета турбомашин. Не смотря на развитие методов 3D CAD/CAE-моделирования на ранних стадиях проектирования, при выборе основных параметров и геометрии лопаточных венцов продолжают использоваться двумерные модели на основе эмпирических зависимостей. В их основе предложено Н. Е. Жуковским выделение вдоль проточной части (ПЧ) поверхностей тока, выделение в них элементарных решеток и расчет течения в них. Поэтому от того, насколько полно изучены характеристики решеток профилей и разработаны методы их расчета, зависит эффективность их использования при проектировании компрессоров и турбин. Теоретические исследования призваны значительно сократить экспериментальную проработку, осуществить модельный анализ различного рода турбомашин. Полученные представления могут быть

использованы при обработке экспериментальных данных и развитии более общих моделей.

Целью выполненных авторами исследований является демонстрация метода расчета параметров потока в широком диапазоне изменения скоростей и углов набегания, геометрии решеток на основе обработки результатов продувок плоских решеток профилей. При этом использованы результаты продувок плоских компрессорных решеток профилей, опубликованные в сборнике аэродинамических характеристик А. И. Бунимовича и Г. С. Орлова [1], а также результаты продувок решеток Эмери, Херрика и др. [3–6]. Дополнительно использована регрессионная зависимость, полученная под руководством П. П. Казанчана [2].

СОПОСТАВЛЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ПРОДУВОК РЕШЕТОК ПРОФИЛЕЙ С ИЗВЕСТНЫМИ РЕГРЕССИОННЫМИ ЗАВИСИМОСТЯМИ

Авторами проведен анализ экспериментально полученных зависимостей угла поворота лопатки $\Delta\beta$ от угла атаки i ряда плоских компрессорных решеток профилей, приведенных в сборнике аэродинамических характеристик решеток профилей А. И. Бунимовича и Г. С. Орлова [1]. В качестве примера на рис. 1 приведены результаты продувок решетки № 2 (профиль 10A40/15П45) с геометрическими параметрами: густота $b/t = 1$, угол установки $\gamma = 62,6^\circ$. С ис-

пользованием таких экспериментальных данных при известных геометрических параметрах можно вычислить угол входа потока в решетку и угол выхода из нее по формулам:

$$\beta_1 = \beta_{1л} - i, \quad (1)$$

где $\beta_{1л}$ – угол между касательной к средней линии профиля (на входной кромке) и фронтом решетки;

$$\beta_2 = \Delta\beta + \beta_1 \quad (2)$$

Полученные в результате параметры потока можно использовать только в узком диапазоне изменения режимных и геометрических параметров и для получения полной картины характеристик лопаточных венцов этих данных недостаточно. В связи с этим в свое время и была предложена методика нахождения характеристик плоских компрессорных решеток (зависимости угла выхода потока из решетки от угла входа и от геометрии решетки) с помощью регрессионной зависимости П. П. Казанчана [2]. Такого рода зависимости должны позволять использовать модель в широких пределах изменения значений режимных параметров (углов набегания) и геометрических параметров решеток. Рассматриваемая регрессионная зависимость, полученная на основе обобщения экспериментальных данных и ТПЭ Казанчаном для плоских решеток, определяет углы выхода потока из плоской компрессорной решетки от кинематического угла набегания и от геометрических параметров решетки при малых скоростях набегания ($M < 0,4$):

$$\begin{aligned} \beta_2 = & -0,13769 + 0,15864 \frac{b}{t} - 0,07855\varepsilon + \\ & + 0,31027\beta_2 + 0,8209\beta_1 - 0,09686 \frac{b}{t} \varepsilon + \\ & + 0,366 \frac{b}{t} \beta_2 - 0,28441 \frac{b}{t} \beta_1 + 1,07938\varepsilon\beta_2 - \\ & - 1,06439\varepsilon\beta_1 + 1,63048\beta_2\beta_1 - 0,10785 \left(\frac{b}{t}\right)^2 - \\ & - 0,4777\varepsilon^2 - 0,65798(\beta_2)^2 - 1,11121(\beta_1)^2. \end{aligned} \quad (3)$$

Проанализируем соответствие этой регрессионной зависимости экспериментальным данным и теоретическим представлениям о протекании характеристик решеток профилей. Для удобства вычислений регрессионную зависимость Казанчана преобразуем к виду:

$$\beta_2 = A\beta_1^2 + B\beta_1 + C,$$

где $A = -1,11121$;

$$\begin{aligned} B = & 0,8209 - 0,28441 \frac{b}{t} - 1,06439\varepsilon + 1,63048\beta_2; \\ C = & -0,13769 + 0,15864 \frac{b}{t} - 0,07855\varepsilon + \\ & + 0,31027\beta_2 - 0,09686 \frac{b}{t} \varepsilon + 0,366 \frac{b}{t} \beta_2 + \\ & + 1,07938\varepsilon\beta_2 - 0,10785 \left(\frac{b}{t}\right)^2 - 0,47774\varepsilon^2 - \\ & - 0,65798(\beta_2)^2. \end{aligned} \quad (4)$$

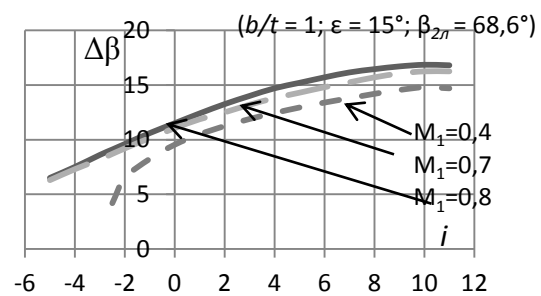


Рис. 1. Графики зависимости угла поворота лопатки $\Delta\beta$ от угла атаки i плоской компрессорной решетки № 2 из сборника [1]

Авторами проведено сравнение рассчитанных по этой зависимости характеристик решеток профилей с результатами продувок плоских компрессорных решеток, полученные Эмери, Хериком и др. в дозвуковой аэродинамической трубе NASA [3].

Сопоставление данных, полученных по продувкам [1], и результатов вычисления зависимости [2] для разных густот, кривизны и лопаточного угла выхода из решетки наглядно показано на рис. 2. Построенные по зависимости Казанчана (3) графики говорят о несоответствии их протекания с теорией лопаточных машин. Во-первых, при любой геометрии решеток и любых скоростях натекания графики должны проходить через начало координат (т. {0;0}) и через т. {180°;180°}; вблизи вертикали $\beta_1 = 90^\circ$ каждая линия должна иметь перегиб и плавно уходить вверх. Мы же видим, что эти параболические линии убывают к $-\infty$. Поэтому использование данных графиков и регрессионной зависимости Казанчана [2] для описания протекания газа через решетки профилей, таких, как представленные в [1], в общем случае неверно.

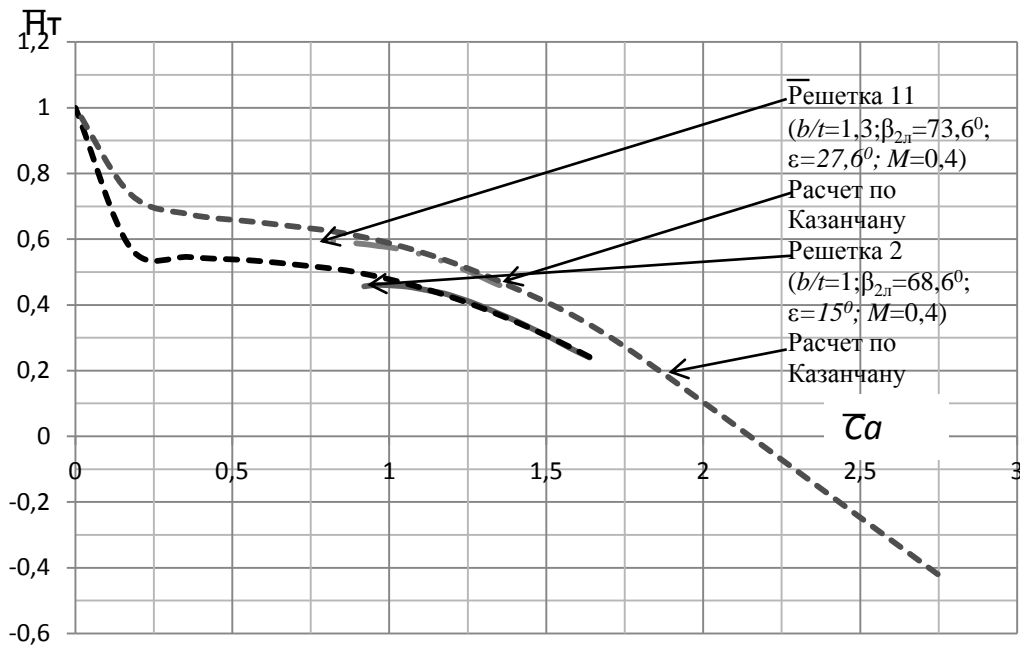


Рис. 2. Поведение параметров потока в упрощенной характеристике плоских компрессорных решеток

ПРЕДЛОЖЕННАЯ АВТОРАМИ МЕТОДИКА РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИК РЕШЕТОК ПРОФИЛЕЙ

Анализ показывает, что непосредственное использование как экспериментальных данных, так и регрессионной зависимости Казанчана приводит к погрешности определения значений β_1 и β_2 как на номинальном (по Хауэллу) режиме (в точке "о"), так и на "максимальном" режиме (в точке "m"), при котором угол поворота потока максимален и равен $\Delta\beta_{\max}$. В то же время эти параметры существенно влияют на выбор геометрии решеток и лопаточных венцов. В связи с этим авторами предложена методика [7], в основу которой положено использование линеаризованного представления базовой линии на характеристике (решетки, венца, ступени, каскада) в виде

$$\bar{H}_T = \bar{H}_{Ty} \left(1 - \frac{\operatorname{tg}\beta_{1f}}{\operatorname{tg}\beta_x} \right).$$

Параметрами базовой линии являются координата \bar{H}_{Ty} на оси ординат и координата $\operatorname{tg}\beta_x$ на оси абсцисс.

Такое представление позволяет экстраполировать характеристики решеток профилей, использовать такое представление как для компрессорных, так и турбинных решеток,

учитывать закрутку на входе в лопаточный венец. Такая экстраполяция позволяет в том числе моделировать помпажные колебания в компрессоре. Кроме того, такое представление позволяет по предложенному авторами методу строить линии изоэнтропического напора и линии КПД. Дополнительно такое представление позволяет планировать эксперимент по снятию характеристик компрессоров, в том числе по определению границы помпажа. Кроме этого авторами предложено к базовой линии на характеристике решетки профилей добавлять в предложенном ими виде поправки: учета скорости натекания, диагональности решетки (вплоть до расчета радиальных, центробежных и центростремительных решеток).

Ниже приводится два из целого ряда разработанных авторами методов для определения базовой линейной части в характеристике решеток профилей. Для этого предложено выделять некую точку f на регрессионной зависимости Казанчана. Данной точкой авторами статьи предложено называть такую точку, где обеспечивается наименьшая погрешность по первой производной $\frac{d\beta_2}{d\beta_1}$ и по первообразной кривой Казанчана в сравнении с экспериментом (рис. 2). В разработанной технологии возникает необходимость расчета первой производной $\frac{d\beta_2}{d\beta_1}$ в точках "о" (номинальный режим) и "m" (максимальный режим). При использова-

нии для этого экспериментальных продувочных кривых, например кривых из сборника аэродинамических характеристик Бунимовича (рис. 2), их необходимо аппроксимировать аналитическими выражениями. Для этого воспользуемся установленным Л. Е. Ольштейном свойством, что при малых скоростях натекания ($\lambda < 7$) коэффициент теоретического напора ступени \bar{H}_t линейно зависит от коэффициента расхода c_a^- . Выдвинута гипотеза, что такая линейность должна соблюдаться и для решеток профилей (если не учитывать "просадку" осевой скорости и диагональность, которая может иметь место в реальной элементарной решетке). Показано, что в плоской решетке компрессора имеет место не "просадка" осевой скорости, а наоборот, увеличение осевой скорости.

Для продувки плоской решетки, соответствующей рабочему лопаточному венцу компрессора, можно полагать, что закрутки в абсолютном движении на входе нет, и коэффициент расхода связан с углом натекания в относительном движении:

$$(5)$$

Тогда коэффициент теоретического напора связан с кинематическими углами входа и выхода из решетки:

$$(6)$$

Эти зависимости позволяют перестроить в координаты $\bar{H}_{th}=f(c_a^-)$ экспериментальные кривые из сборника Бунимовича [1], и расчетные кривые по регрессионной формуле Казанчана (3). В результате для решеток, взятых из [1], зависимости коэффициента теоретического напора ступени \bar{H}_{th} от коэффициента расхода c_a^- нелинейны, о чем свидетельствуют графики, представленные на рис. 3. Логично предположить, что несогласованность протекания экспериментальных кривых с теоретическим представлением может быть связана с погрешностью экспериментального оборудования, на котором продувались решетки профилей и с погрешностями обработки результатов экспериментов. Для проверки этого для каждой решетки из сборника Бунимовича [1] выделены базовые продувочные линии (для наименьшей скорости натекания) и в программе Microsoft Office Excel добавлены линии тренда, в результате чего кривые, представленные на рис. 3, аппроксимируются и преобразуются в прямую линию с указанием уравнения.

В общем случае линейаризованной уравнение базовой линии будет выглядеть следующим образом:

$$+ D, \quad (7)$$

где E, D – коэффициенты, учитывающие наклон и начало прямой базовой линии.

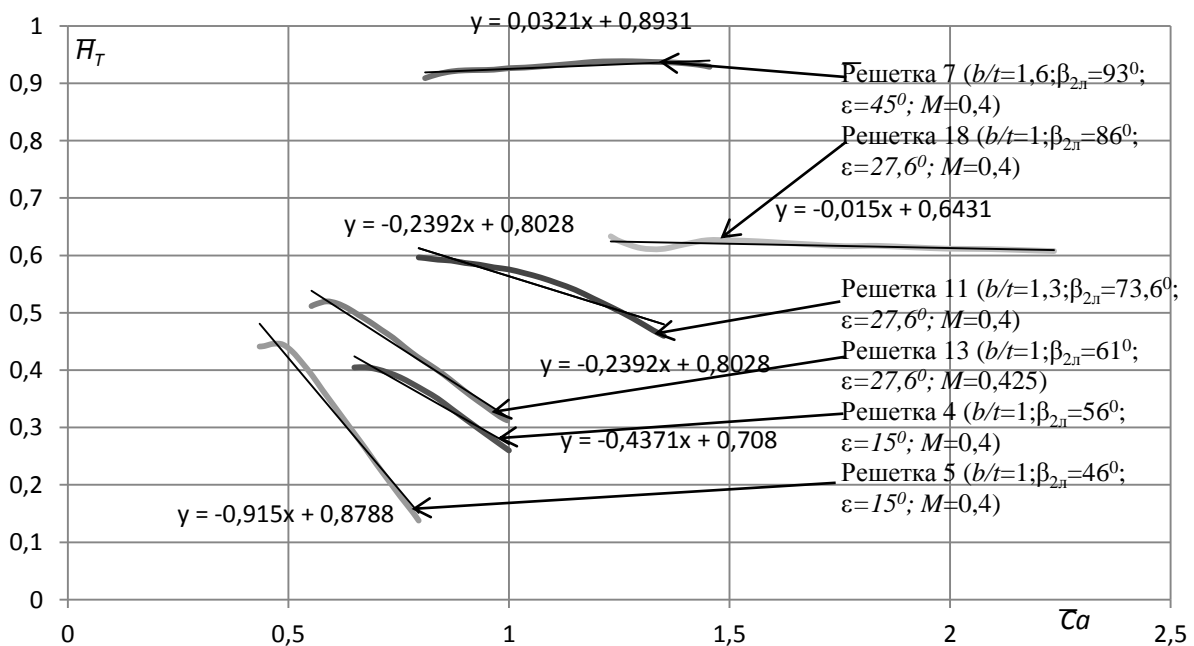


Рис. 3. Линейаризация базовых частей характеристик плоских компрессорных решеток из сборника аэродинамических характеристик Бунимовича [1]

Нетрудно видеть, что $\bar{H}_{Ty} = D$; $\text{tg}\beta_x = -(D/E)$. Использование линии тренда можно использовать в качестве одной из методик нахождения базовых линий в характеристиках плоских компрессорных решеток, взятых из [1], в широком диапазоне значений режимных и геометрических параметров. В дальнейшем обозначим как «метод 2». Как показывает анализ данных прямых, параметры потока достаточно точно удовлетворяют теоретическим представлениям протекания процессов через решетки профилей.

На заданном участке значений величин [1] нахождение первой производной $\frac{d\beta_2}{d\beta_1}$, выраженной из аналитической формулы (7), является оптимальным решением поиска точки f , поскольку сопоставление прямой и кривой, представленной на рис. 3, имеет удовлетворительную погрешность.

Подставив уравнение (6) в (5), получим аналитическую формулу для зависимости угла выхода потока из плоской компрессорной решетки от угла входа потока в нее:

$$\beta_2 = \arctg\left(\frac{\text{tg}\beta_1}{1 - E\text{tg}\beta_1 - D}\right). \quad (8)$$

Рассматривая уравнение (7) как сложную функцию, найдем первую производную:

$$\begin{aligned} \frac{d\beta_2}{d\beta_1} &= \frac{(\text{tg}^2\beta_1 + 1)}{1 + \left(\frac{\text{tg}\beta_1}{1 - E\text{tg}\beta_1 - D}\right)^2} \times \\ &\times \frac{(1 - E\text{tg}\beta_1 - D) - \text{tg}\beta_1(-A(\text{tg}^2\beta_1 + 1))}{(1 - E\text{tg}\beta_1 - D)^2} = \\ &= \frac{(1 - E)}{\cos^2 \cos^2 \beta_1 (\text{tg}^2\beta_1 + (1 - E\text{tg}\beta_1 - D)^2)}. \end{aligned} \quad (9)$$

Таким образом, можно определить искомую точку f . Необходимость нахождения связана главным образом в выявлении уточненной базовой линии зависимости коэффициента теоретического напора от коэффициента расхода, необходимой для поправки регрессионной зависимости [2], посредством эмпирических формул, предложенных авторами:

$$\begin{aligned} \bar{H}_{Ty} &= 1 - \left(\frac{\sin \sin \beta_1}{\sin \sin \beta_2}\right)^2 \frac{d\beta_{2f}}{d\beta_{1f}} = \\ &= 1 - \left(\frac{\sin \sin \beta_1}{\sin \sin \beta_2}\right)^2 (2A\beta_{1f} + B), \end{aligned} \quad (10)$$

где \bar{H}_{Ty} – коэффициент теоретического напора при отсутствии осевой скорости

$$\frac{d\bar{H}_{Ty}}{dC_a} = -\frac{1}{\text{tg}\beta_{2f}} \left(1 - \frac{\sin(2 \sin(2\beta_{2f}))}{\sin \sin(2\beta_{1f})}\right) \frac{d\beta_{2f}}{d\beta_{1f}} \quad (11)$$

$$\text{tg}\beta_x = -\frac{\bar{H}_{Ty}}{\frac{d\bar{H}_{Ty}}{dC_a}}. \quad (12)$$

где $\text{tg}\beta_x$ – коэффициент расхода при отсутствии удельной работы, подведенной к газу. Приведенные формулы получены авторами с использованием метода взятия производной по углу от тангенса и с учетом линейности базовой линии в характеристике решетки профилей.

В данном случае с использованием выведенных формул могут быть получены 2 точки для построения прямой линии упрощенной характеристики согласно протеканию параметров профилей лопаток по Ольштейну.

Обозначим данный способ построения характеристик решетки профилей как «метод 1». Для перехода в к традиционному представлению характеристики решетки запишем выражение для угла выхода потока из решетки по формуле:

$$\beta_2 = \arctg\left(\frac{\text{tg}\beta_1}{\frac{\bar{H}_{Ty}}{\text{tg}\beta_x} \text{tg}\beta_1 + 1 - \bar{H}_{Ty}}\right). \quad (13)$$

Протекание такой характеристики в широком диапазоне изменения режимных и геометрических параметров можно проиллюстрировать на примере зависимости $\beta_2 = f(\beta_1)$. В качестве примера приведены четыре плоские компрессорные решетки (рис. 4).

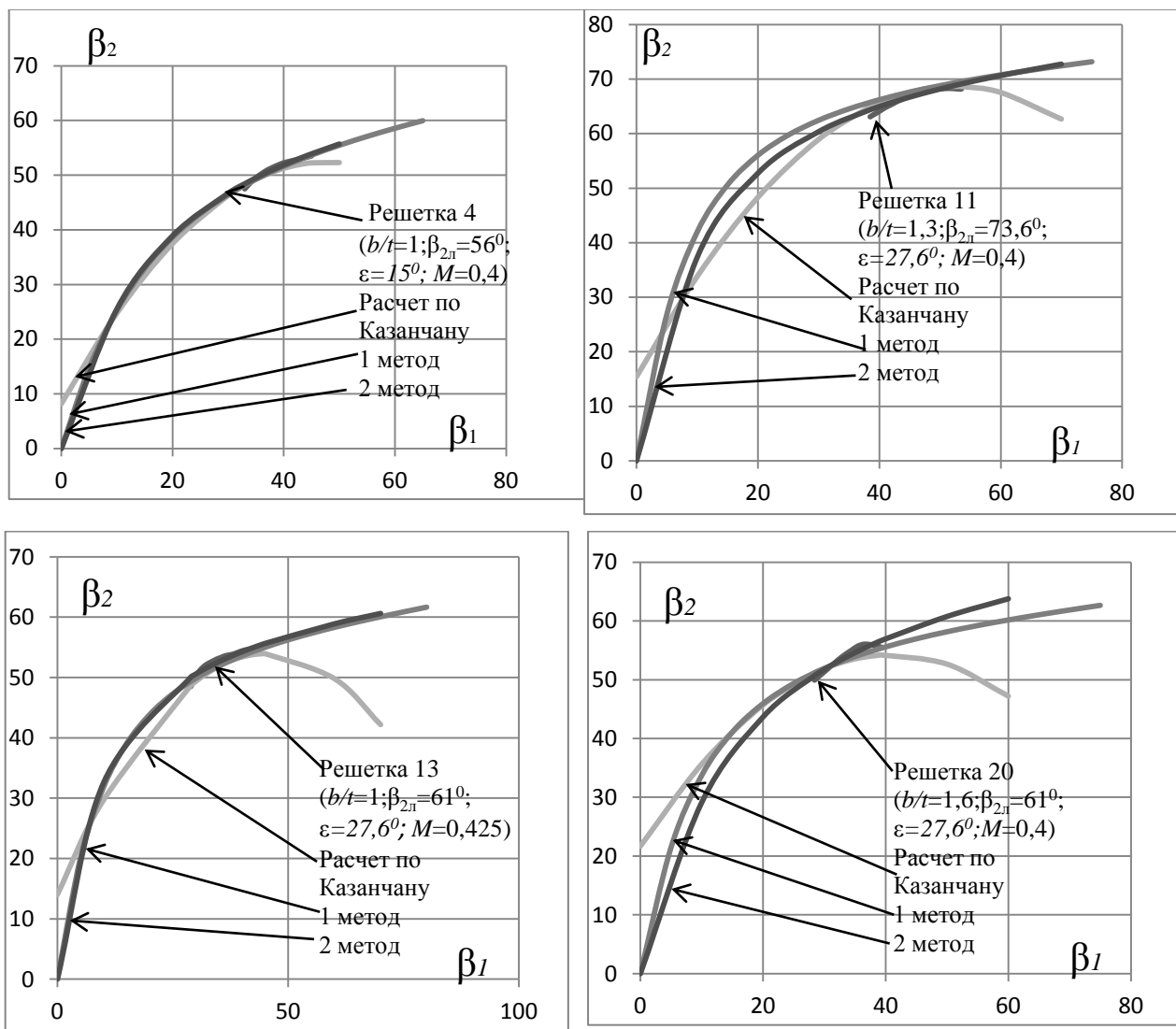


Рис. 4. Демонстрация 2 методов представления графиков зависимости угла выхода потока из решетки β_2 от угла входа потока в решетку β_1 , для решеток из сборника аэродинамических характеристик Бунимовича [1], выделенных в широком диапазоне изменения режимных и геометрических параметров

Как и следовало ожидать, наилучшую сходимость регрессионной зависимости Казанчана с результатами продувок [1] можно наблюдать в точке f , расположенной вблизи номинального режима (точка "о") обтекания лопаточной решетки. По предложению Хауэлла, на этом режиме угол поворота потока равен 80% от максимального угла поворота $\Delta\beta_0 = 0,8\beta_{\max}$ [8]. Наиболее отчетливо это можно наблюдать на рис. 5 в координатах $\Delta\beta = f(\beta_1)$.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, предложены два метода обработки результатов продувок плоских решеток профилей с известными геометрическими параметрами для более полного представления процесса обтекания лопаток в двумерном течении, для определения характеристик ступени, лопаточного венца и компрессора в целом на различных режимах работы. Эти методы позволяют связать геометрические параметры решеток профилей и результаты их продувок в широком диапазоне. Исполь-

зую эти характеристики, можно значительно сократить время и трудовые затраты на различных стадиях проектирования от эскизного до технического проекта, а

также на этапах доводки компрессора и диагностики его состояния в эксплуатации.

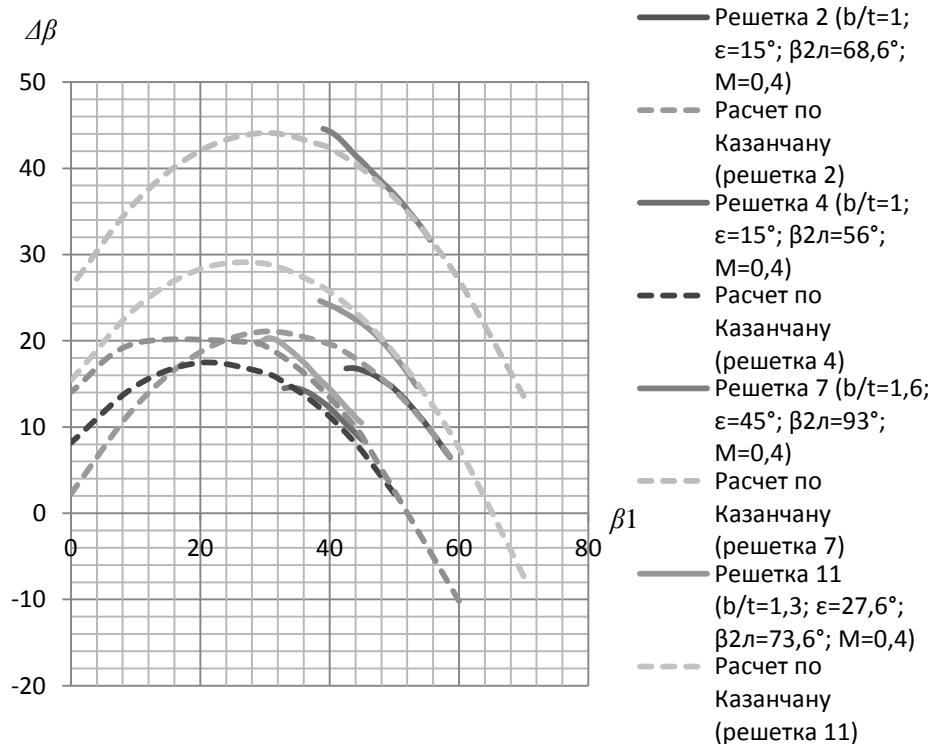


Рис. 5. Графики зависимости угла поворота потока $\Delta\beta$ от угла входа потока в решетку β для решеток из сборника аэродинамических характеристик Бунимовича [1], выделенных в широком диапазоне изменения режимных и геометрических параметров.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бунимович А. И., Орлова Г. С. Сборник аэродинамических характеристик плоских компрессорных решеток. М.: Изд-во ЦИАМ, 1955. 170 с.
2. Казанчан П. П., Караваяев Б. В., Серков В. И., Шишкин В. Н. Обобщение результатов продувок плоских компрессорных решеток методом регрессионного анализа // Труды ЦИАМ. М.: ЦИАМ, 1975. № 679.
3. Emery J. C., Herring J. I., Erwin J. R. Systematic two-dimensional cascade test of NACA-65 series compressor blades at low speeds. NASA RML51G,31. 1951.
4. Федоров Р. М. Альбом характеристик компрессоров. М.: Изд-во ВВИА им. Н. Е. Жуковского, 1981. 181 с.
5. Холщевников К. В., Емин О. Н., Митрохин В. Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. М.: Машиностроение, 1986. 432 с.
6. Холщевников К. В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. М.: Машиностроение, 1970. 610 с.
7. Кривошеев И. А., Рожков К. Е., Симонов Н. Б., Рахманкулов Д. Я. Метод расчета теоретического напора лопаточных венцов и решеток профилей с учетом режима и направления движения потока // Вестник УГАТУ. 2013. Т. 17, № 3 (56). С. 18–26.
8. Белоусов А. Н., Мусаткин Н. Ф., Радько В. М. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. Самара: СГАУ, 2003. 344 с.

ОБ АВТОРАХ

- Кривошеев Игорь Александрович**, проф., декан фак-та авиац. двигателей, науч. рук. НИЛ САПР-Д. Дипл. инж.-мех. (УАИ, 1976). Д-р техн. наук по тепл. двиг. ЛА (СГАУ., 2000). Иссл. в обл. инф. технологий в двигателестроении.
- Рожков Кирилл Евгеньевич**, асп. каф. авиац. двигателей. Дипл. инж.-мех. (УГАТУ, 2009). Иссл. в обл. моделир. раб. процессов лопаточных машин.
- Симонов Николай Борисович**, магистрант той же каф. Б-р техн. и технол. по авиа- и ракетостроен. (УГАТУ, 2012). Иссл. в обл. моделир. раб. процессов лопаточных машин.
- Рахманкулов Данил Яхьяевич**, магистрант той же каф. Б-р техн. и технол. по авиа- и ракетостроен. (УГАТУ, 2012). Иссл. в обл. моделир. раб. процессов лопаточных машин.

METADATA

Title: Analysis of the experimental data of cascades purging and development of methods for their characteristics calculation.

Authors: I. A. Krivosheev, K. E. Rozhkov, D. Y. Rahmankulov, and N. B. Simonov.

Affiliation: Ufa State Aviation Technical University (UGATU), Russia.

Email: krivosh@sci.ugatu.ac.ru; rke85@mail.ru

Language: Russian.

Source: Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 17, no. 4 (57), pp. 3-10, 2013. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

Abstract: The regularities of the characteristics percolation of the cascades identified by Howell and the method of their calculation using the P. P. Kazanchan regression dependence are considered. There is offered usage of linearization methods, substantiated for simplified performance axial compressor stage by L. E. Olshteyn, for cascades. To do this, the authors derived the corresponding optional dependings.

Key words: cascades, experimental purging; flow angle; theoretical pressure; flow coefficient; kinematic and scapular angle; regressive relation; linearization.

References (English Transliteration):

1. A. I. Bunimovich and G. S. Orlova, *Collection of Aerodynamic Characteristics of Percolation of the Cascades*, (in Russian). Moscow: Publishing CIAM, 1955.
2. P. P. Kazanchan, B. V. Karavaev, V. I. Serkov, and V. N. Shishkin. *The Generalization of the Results of Compressor Blowdown Flat Grids by Regression Analysis*, (in Russian). Moscow: CIAM, 1975.
3. J. C. Emery, J. I. Herring, and J. R. Erwin, "Systematic two-dimensional cascade test of NACA-65 series compressor blades at low speeds," *NACA RML51G*, 31, 1951.
4. R. M. Fedorov *Album Compressor Performance*, (in Russian). Moscow: Publishing VVIA Zhukovsky, 1981.
5. K. V. Holschevnikov, O. N. Emin, and V. T. Mitrokhin, *Theory and Design Aviation Turbomachinery*, (in Russian). Moscow: Mashinostroenie, 1986.
6. K. V. Kholschevnikov, *Theory and Design Aviation turbomachinery*, (in Russian). Moscow: Mashinostroenie, 1970.
7. I. A. Krivocheev, K. E. Rozhkov, N. B. Simonov, and D. Y. Rahmankulov, "The method of calculation of the theoretical pressure blade rows and grids profiles to suit the mode and direction of flow," (in Russian), *Vestnik UGATU*, vol. 17, no. 3 (56), pp. 18-26, 2013.
8. A. N. Belousov, N. F. Musatkin, and V. M Radko, *Theory and Design of Aircraft Turbomachinery*, (in Russian). Samara: Samara State Aerospace University, 2003.

About authors:

Krivocheev, Igor Alexandrovich, Prof., Aviation Engines Dept. Dipl. Mech. Eng. (USATU, 1976). Cand. of Tech. Sci. (USATU, 1981), Dr. of Tech. Sci. (UGATU, 2000).

Rozhkov, Kirill Evgenevich, Dipl. Mech. Eng. (USATU, 2009), Graduate Student.

Simonov, Nikolai Borisovich, Bach. of Engineering and Technology (USATU, 2012), Graduate Faculty of Aircraft Engines.

Rahmankulov, Daniel Yahyaevich, Bach. of Engineering and Technology (USATU, 2012), Graduate Faculty of Aircraft Engines.