

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ НОМИНАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ РЕШЕТОК ПРОФИЛЕЙ, СТУПЕНЕЙ И КАСКАДОВ КОМПРЕССОРОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ РАСЧЕТНЫХ МЕТОДОВ И МЕТОДА НОМОГРАММ

И. А. Кривошеев<sup>1</sup>, К. Е. Рожков<sup>2</sup>, Н. Б. Симонов<sup>3</sup>

<sup>1</sup>krivosh777@mail.ru, <sup>2</sup>rke@mail.ru, <sup>3</sup>sventigo@yandex.ru

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

Поступила в редакцию 20 марта 2015 г.

**Аннотация.** Анализируются различные методы определения номинальных режимов работы для решеток профилей, ступеней и каскадов компрессоров. Описывается новый метод определения номинального режима работы методом номограмм. Приведены результаты сопоставления различных методов определения номинального режима, определена область применения этих методов.

**Ключевые слова:** компрессор; каскад компрессора; ступень компрессора; решетка профилей; номинальный режим; номограмма.

### ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕШЕТОК ПРОФИЛЕЙ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ КОМПРЕССОРОВ

При расчете и проектировании осевых компрессоров производится выбор номинального и максимального режимов их работы, что позволяет определить параметры потока, проходящего через лопаточные венцы. Основные вопросы, возникающие при этом, являются общими для всех лопаточных машин и связаны в первую очередь с трудностями, возникающими вследствие того, что поток является трехмерным, вязким и сжимаемым и в общем случае нестационарным. Для получения приемлемых методов расчета Н. Е. Жуковский предложил сложную картину пространственного течения через лопаточные венцы представить как совокупность двумерных течений, выделенных между соседними поверхностями тока. Использование выделяемых таким образом двумерных элементарных решеток и элементарных ступеней – вначале с плоским установившемся потоком, а затем с учетом предложенных авторами поправок на «диагональность», «просадку» скорости (как принято вдоль оси двигателя, а как предлагается авторами – вдоль поверхности тока) значительно

упрощает расчет параметров потока. Эти результаты позволяют при проектировании ступеней и каскадов компрессора производить интегрирование параметров по высоте ПЧ (проточной части) и получать интегральные характеристики с учетом неравномерности потока, с учетом запаривания и возникновения срывов.

### ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ПРОТЕКАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК РЕШЕТОК ПРОФИЛЕЙ ПРИ РАСЧЕТЕ ХАРАКТЕРИСТИК СТУПЕНЕЙ КОМПРЕССОРОВ

Одним из рассматриваемых в данной статье вопросов является использование диаграммы номинальных режимов элементарных ступеней Хауэлла [1] (зависимости  $\bar{H}_{T_0}/\bar{c}_{a_0}$  от  $\rho_K/\bar{c}_{a_0}$  при различных густотах решетки  $b/t$ ) для определения параметров элементарных решеток профилей на номинальном режиме. Предложен метод, более точный по сравнению с результатами, полученными от применения известной линейной зависимости («лучей Хауэлла»). Показано, что этот метод дает меньшие погрешности. Предложенный метод состоит в следующем.

Как известно, номинальный режим (обозначим его индексом "0") обтекания лопаточной решетки, рекомендуемый Х. Хауэллом, харак-

теризуется тем, что угол поворота потока  $\Delta\beta_0$  принят равным 80 % от максимального угла поворота  $\Delta\beta_m$  (соответствующий режим "m" близок к началу срыва в решетке). Как известно, максимальный угол поворота  $\Delta\beta_m$  соответствует появлению развитого срыва на выпуклой поверхности профилей. Часто его считают признаком начала помпажа в компрессоре (обозначим этот режим индексом "m"), но, по мнению авторов, точнее граница помпажа – это точка достижения максимума изоэнтропического напора  $\bar{H}_{S_{max}}$ . На номинальном режиме "0" достигается значительный угол поворота потока  $\Delta\beta_0$  при сравнительно небольших профильных потерях.

Известные результаты продувок решеток профилей обычно изображают в виде зависимостей  $\Delta\beta = f(i, \lambda_{w1})$  и  $\xi = f(i, \lambda_{w1})$ , где  $i$  – угол атаки,  $\lambda_{w1}$  – скорость натекания (в обозначениях относительного движения в рабочей решетке),  $\xi$  – коэффициент восстановления полного (заторможенного) давления (в долях от динамического напора на входе в решетку). Авторами показано, что удобнее показывать зависимости  $\Delta\beta = f(\beta_1, \lambda_{w1})$  и  $\xi = f(\beta_1, \lambda_{w1})$ , где  $\beta_1$  – угол натекания на решетку (в обозначениях относительного движения в рабочей решетки угол  $\beta_1$  измеряется от фронта решетки). При этом реальная кривая  $\Delta\beta = f(\beta_1, \lambda_{w1})$  сопоставляется с идеальной линией – лучом  $\Delta\beta_{ид} = \beta_{2л} (1 - \beta_1 / \beta_{2л})$ , когда угол отставания  $\delta = 0$ . Текущее значение угла отставания  $\delta$  задает расстояние вдоль оси ординат между фактической и идеальной линиями  $\delta(\beta_1) = \Delta\beta_{ид}(\beta_1, \lambda_{w1}) - \Delta\beta(\beta_1, \lambda_{w1})$ . Такие продувочные характеристики решеток профилей могут быть перестроены в обозначения, соответствующие режиму вращения рабочих колес  $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a, \lambda_{w1})$ , где  $\bar{H}_T$  – коэффициент теоретического напора,  $\bar{c}_a$  – коэффициент расхода (на входе в решетку). При этом, как показал анализ, для определения параметров на номинальных режимах решеток профилей вместо линейной эмпирической зависимости Хауэлла, более правильно использовать нелинейную зависимость. Такая зависимость выведена авторами на основе полученной Хауэллом для элементарных ступеней зависимости [1] (рис. 1)

$\bar{H}_{T_0} / \bar{c}_{a_0} = f(\rho_{K_0} / \bar{c}_{a_0}, b/t)$ , в которой дополнительно учитывается степень реактивности элементарной ступени  $\rho_{K_0}$  на номинальных режимах.

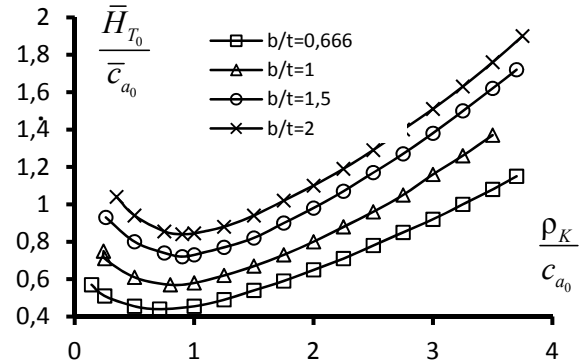


Рис. 1. Диаграмма номинальных режимов Хауэлла

В соответствии с рис. 1 для профилирования лопаточных решеток в составе элементарной осевой ступени необходимо выбрать:

- кинематическую схему ступени (степень реактивности)  $\rho_{K_0}$  на номинальном режиме;
- коэффициент расхода на входе в рабочую решетку  $\bar{c}_{a_0}$  на номинальном режиме;
- относительный шаг рабочей решетки  $t/b$  (или обратную ему величину – густоту решетки  $b/t$ ).

Графики на рис. 1 определяют значение коэффициента теоретического напора на номинальном режиме элементарной ступени, при котором обеспечено благоприятное (безотрывное, но с достаточной нагрузкой) обтекание лопаток в решетке рабочего колеса ступени. Как известно, степень реактивности  $\rho_{K_0}$  характеризует не решетку профилей, а элементарную ступень, причем этот параметр – условный (предполагается, что закрутка на входе и выходе из ступени одинаковы). Однако при проектировании компрессора имеется потребность для каждой решетки профилей получать характеристику не на основе степени реактивности ступени, а на основе геометрии решетки (густоты  $b/t$ , «лопаточный» угол выхода  $\beta_{2л}$ , кривизны  $\theta$ , толщины  $\bar{c}_m$ ). Для этого исключим параметр  $\rho_{K_0}$ , при этом учтем, что значения  $\bar{H}_{T_0} / \bar{c}_{a_0}$  и  $\rho_{K_0} / \bar{c}_{a_0}$  определяют углы потока  $\beta_{1_0}$  и  $\beta_{2_0}$  по формулам:

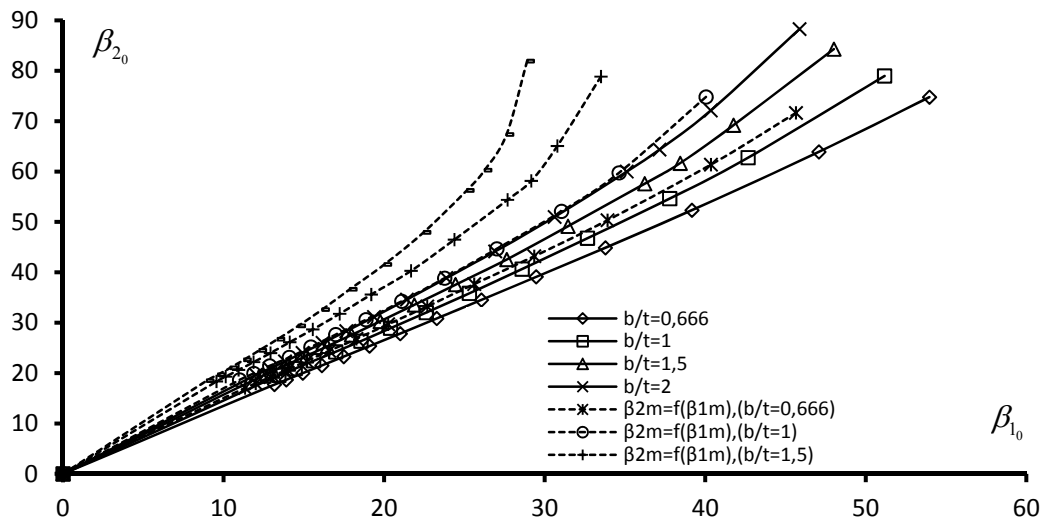


Рис. 2. Зависимости углов потока в компрессоре на режимах:

сплошные линии –  $\beta_{2_0} = f(\beta_{1_0})$  – номинальный режим; штриховые –  $\beta_{2_m} = f(\beta_{1_m})$  – максимальный

$$\text{ctg}\beta_{1_0} = \frac{\bar{H}_{T_0}}{2\bar{c}_{a_0}} + \frac{\rho_K}{\bar{c}_{a_0}}; \quad (1)$$

$$\text{ctg}\beta_{2_0} = \frac{\rho_K}{\bar{c}_{a_0}} - \frac{\bar{H}_{T_0}}{2\bar{c}_{a_0}}; \quad (2)$$

Значения углов потока на входе в решетку и на выходе на максимальном режиме можно определить, воспользовавшись формулами, выведенными из упрощенных соотношений Ольштейна–Процера [2]:

$$\beta_{1_m} = \beta_{1_0} - 0,4(\beta_{2_0} - \beta_{1_0}); \quad (3)$$

$$\beta_{2_m} = \beta_{1_m} + 1,25(\beta_{2_0} - \beta_{1_0}). \quad (4)$$

На основе полученных результатов построены графики (для номинальных "0" и максимальных "m" режимов при отсутствии закрутки на входе  $\alpha_1 = 90^\circ$ ) зависимостей угла выхода потока из плоской компрессорной решетки от угла потока на входе при различных густотах (рис. 2).

Поскольку характеристика решетки профилей представляются в виде  $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a, \lambda_{w_1})$  и  $\bar{H}_S = f(\bar{c}_a, \lambda_{w_1})$ , то для определения на них точек номинальных "0" и максимальных "m" режимов требуется графики, представленные на рис. 2, перевести в вид  $\bar{H}_{T_0} = f(\bar{c}_{a_0}, \lambda_{w_1_0})$  и  $\bar{H}_{S_0} = f(\bar{c}_{a_0}, \lambda_{w_1_0})$ . Чтобы их представить в та-

ком виде, необходимо найти значения коэффициента расхода  $\bar{c}_{a_0}$  и коэффициента напора  $\bar{H}_{T_0}$  в номинальной точке (без закрутки потока на входе) по формулам:

$$\bar{c}_{a_0} = \text{tg}\beta_{1_0}; \quad (5)$$

$$\bar{H}_{T_0} = 1 - \frac{\text{tg}\beta_{1_0}}{\text{tg}\beta_{2_0}}. \quad (6)$$

Это позволяет построить графики зависимостей  $\bar{H}_{T_0} = f(\bar{c}_{a_0})$  при различных густотах  $b/t$  (рис. 3):

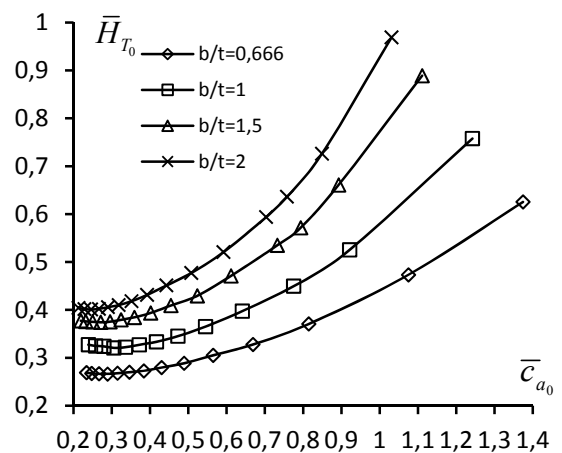


Рис. 3. График зависимостей  $\bar{H}_{T_0} = f(\bar{c}_{a_0})$  для компрессорных решеток

Для сравнения из эмпирической формулы Хауэлла построим «лучи Хауэлла» по формуле

$$\bar{H}_{T_0} = \frac{1,55 \cdot \bar{c}_{a_0}}{1 + 1,5 \cdot \frac{t}{b}} \quad (7)$$

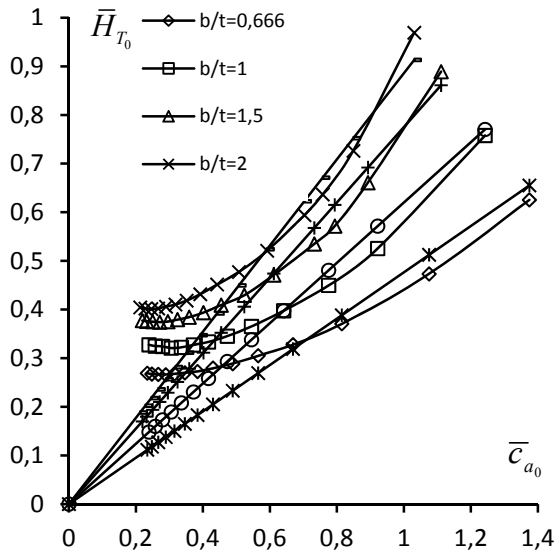


Рис. 4. График зависимостей  $\bar{H}_{T_0} = f(\bar{c}_{a_0})$  для компрессорных решеток с наложенными лучами Хауэлла

При наложении этих «лучей Хауэлла» на полученные авторами кривые (рис. 4), обнаруживается погрешность, которая имеет место при использовании в расчетах из-за использования упрощенной формулы Хауэлла.

Сопоставление графиков, изображенных на рис. 4, свидетельствует о недостаточной точности расчета параметров потока на номинальном режиме "0" с помощью «лучей Хауэлла» и возникающих при проектировании компрессоров погрешностей.

Авторами показано, что такие же уточнения целесообразно использовать при расчете и проектировании турбин. Хотя расчетный режим в турбине ориентируется не на номинальный "0", а на максимальный "m", но это важно для построения характеристики турбинных решеток в виде  $\bar{L}_u = f(\bar{c}_a, \lambda_{w_1})$  и  $\bar{L}_s = f(\bar{c}_a, \lambda_{w_1})$ . Действительно, в турбинной решетке, так же, как и в компрессорной, можно связать угол выхода потока из решетки и угол потока на входе в решетку при различных густотах (при этом правило знаков для углов идентично компрессору) по формулам:

$$\beta_{1_0}^* = 180 - \beta_{1_0}; \quad (8)$$

$$\beta_{2_0}^* = 180 - \beta_{2_0}. \quad (9)$$

В результате получена совокупность точек, соответствующим номинальным режимам "0" обтекания турбинных решеток (рис. 5).

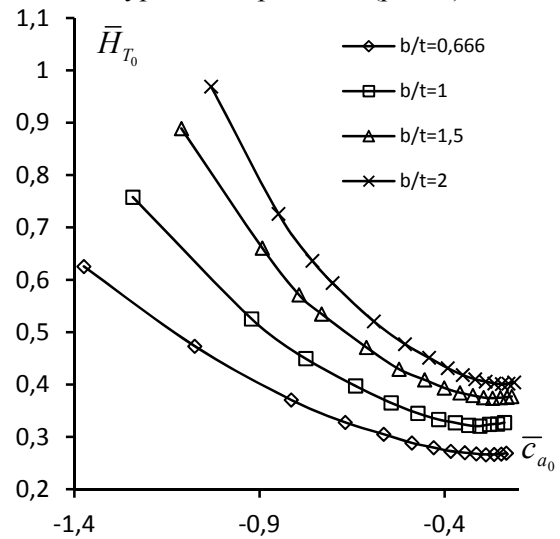


Рис. 5. График зависимости  $\bar{H}_{T_0} = f(\bar{c}_{a_0})$  для турбинных решеток

Таким образом, в результате преобразования данных продувок решеток профилей, анализа характеристик рабочих лопаточных венцов в виде связи  $\bar{H}_T$  с  $\bar{c}_a$  и  $\rho_K$  при различных густотах были выявлены универсальные зависимости для номинальных "0" и максимальных "m" режимов работы решеток профилей. Это позволяет с большей точностью строить в широком диапазоне и рассчитывать характеристики лопаточных венцов не только для компрессорных, но и турбинных ступеней. Это дает возможность получить более точные данные при проектировании и анализе течения в лопаточном венце и компрессоре (а также в турбине) в целом.

#### АНАЛИЗ И СИСТЕМАТИЗАЦИЯ ИЗВЕСТНЫХ СПОСОБОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ РЕШЕТОК ПРОФИЛЕЙ НА НОМИНАЛЬНОМ РЕЖИМЕ

Известен ряд способов для определения параметров на номинальном режиме "0" решеток профилей:

1. По эмпирической зависимости (для решеток профилей) Хауэлла для отношения коэффициента теоретического напора к коэффициенту расхода как функцию от густоты решетки по формуле (7);

2. По предложенными авторами (для решеток профилей) графикам (рис. 2–5), полученным на основе диаграммы номинальных режимов (для ступеней) Хауэлла (см. рис. 1) ;

3. По зависимостям определения угла поворота потока в решетках профилей (на номинальных режимах "0"), предложенным в работе [3]:

3.1. Определение угла установки профилей:

$$\gamma = \beta_{1л} + \frac{\beta_{2л} - \beta_{1л}}{2} (1 + 2(1 - 2x_f)).$$

3.2. Определение вспомогательных коэффициентов:

$$B = 8(b/t)^2 - 17b/t + 16,$$

$$K_1 = \left(5 - \frac{2}{b/t}\right) \sqrt{\gamma^2 - \frac{1000}{b/t}} + 100\left(5,5 - \frac{2,6}{b/t}\right).$$

3.3. Для учета  $\bar{x}_f = 0,3 \div 1,0$  используется следующая зависимость:

$$K_2 = 1 - 0,28(\bar{x}_f - 0,4).$$

3.4. Для учета  $\bar{c}_{\max} = 1,25 \div 12,5\%$  используется следующая зависимость:

$$K_3 = 1 - 0,016(10 - \bar{c}_{\max}).$$

3.5. Определение номинального угла поворота потока:

$$\Delta\beta_0 = K_2 \cdot K_3 \cdot \frac{K_1 \cdot \gamma}{1000} + B.$$

3.6. Определение угла отставания потока на номинальном режиме:

$$\delta_0 = \frac{(0,18 + 0,92\bar{x}_f^2 - 0,002\beta_{2л})(\beta_{2л} - \beta_{1л}) \left(\frac{t}{b}\right)^n}{1 - 0,002(\beta_{2л} - \beta_{1л}) \left(\frac{t}{b}\right)^n}.$$

4. По аналитическим формулам, выведенным авторами из регрессионной зависимости П. П. Казанчана [4].

На графиках (рис. 6–16) показано сравнение данных методов с результатами продувок, описанными в сборнике аэродинамических характеристик плоских компрессорных решеток [5]. Был проведен анализ экспериментальных данных по продувкам 20 решеток, имеющих конкретные геометрические параметры (густота 1...1,6; угол кривизны средней линии 15; 27,6; 45; относительная толщина от 5 до 10 % и т. д.). Анализ показал, что из рассмотренных методов

наиболее адекватным является метод определения параметров на номинальном режиме А. П. Комарова [3], поскольку предложенные в этой работе формулы позволяют производить выбор основных геометрических параметров решетки (густота, угол кривизны средней линии, лопаточные углы, толщину, расстояние от кромки до максимальной толщины).

Анализ показал, что рассмотренные методы имеют высокую среднюю относительную погрешность (> 10 %) при сравнении с экспериментальными данными. Поэтому необходимо их дальнейшее уточнение.

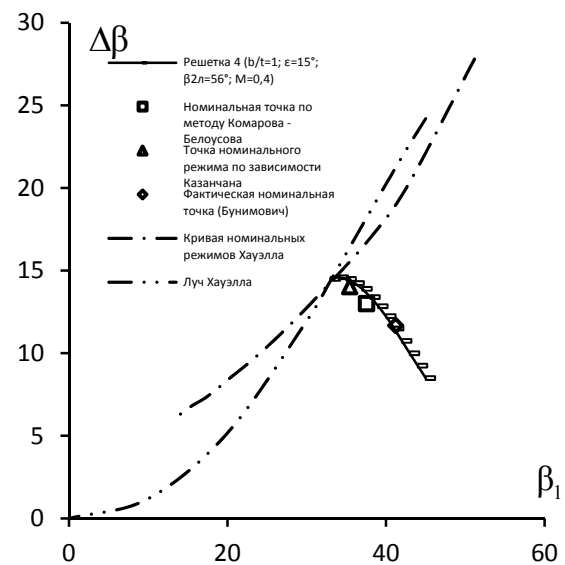


Рис. 6. Определение координат номинальных точек на характеристике решетки профилей 4 с использованием различных способов

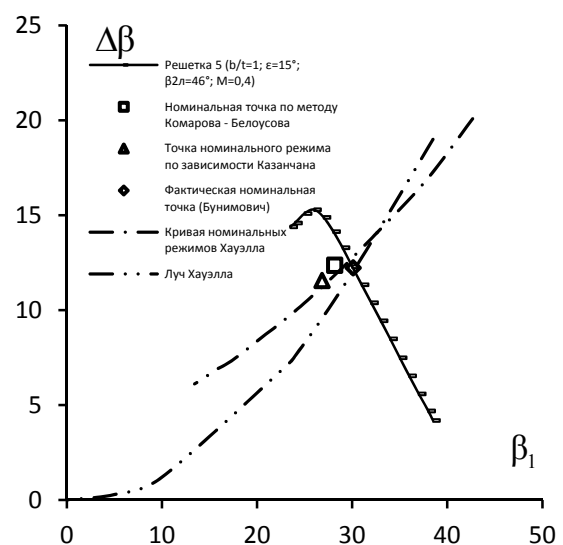


Рис. 7. Определение координат номинальных точек на характеристике решетки профилей 5 с использованием различных способов

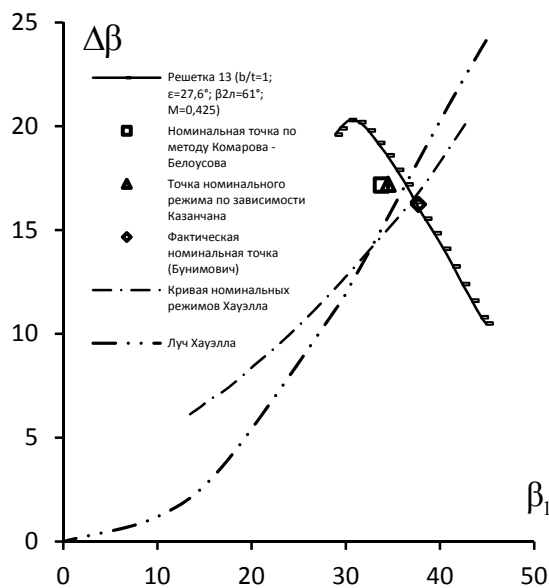


Рис. 8. Определение координат номинальных точек на характеристике решетки профилей 13 с использованием различных способов

Ниже приведены результаты, позволяющие с потребной точностью определять (на основе заданной геометрии решеток профилей) параметры номинального, максимального режимов и строить (расчетным путем) продувочные характеристики решетки профилей. Эти результаты позволяют планировать эксперименты по продувкам решеток профилей, анализировать и редактировать результаты экспериментов.

#### ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МЕТОДА НОМОГРАММ ПРИ ПОЛУЧЕНИИ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕШЕТОК ПРОФИЛЕЙ

Авторами установлено, что при одной и той же густоте  $b/t$  и автомодельности по скорости натекания  $\lambda_{w_1} < 0,4$  вблизи номинального режима "0" характеристика решетки  $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a, \lambda_{w_1})$  линейна (что для ступени показал Л. Е. Ольштейн) и при отсутствии закрутки на входе  $\alpha_1 = 90^\circ$  градиент  $d\bar{H}_T/d\bar{c}_a$  зависит только от «лопаточного» угла профилей на выходе  $\beta_{2n}$ . При этих условиях линейный участок характеристики  $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a, \lambda_{w_1})$  может быть записан как  $\bar{H}_T = \bar{H}_{Ty} (1 - \text{tg}\beta_1 / \text{tg}\beta_x)$ . Для решетки тонких пластин угол натекания  $\beta_x$  (при котором угол поворота потока в решетке  $\Delta\beta_x = 0$ ),  $\beta_x = \gamma$  – угол установки пластин в решетке. Авторами, на основе анализа результатов продувок

решеток пластин, предложена эмпирическая зависимость  $\bar{H}_{Ty} = 1 - e^{-\frac{(b/t)}{T}}$ . Определено значение эмпирической константы  $T \approx 0,42$ . Отсюда искомый градиент линейной части определяется как  $\frac{d\bar{H}_T}{d\bar{c}_a} = \frac{\bar{H}_{Ty}}{\text{tg}\gamma}$ . Сами же координаты

номинальной точки  $\bar{H}_{T_0}$  и  $\bar{c}_{a_0}$  определяются, например, с использованием эмпирических зависимостей Бойса [6] и А. П. Комарова [3].

Авторами показано, что в зоне "m" характеристика  $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a, \lambda_{w_1})$  искривлена и для построения искривленной части предложен метод использования номограмм для построения характеристик решеток профилей. Как известно, номограммой является графическое представление функции от нескольких переменных, позволяющее с помощью простых геометрических операций исследовать функциональные зависимости без вычислений. На рис. 9 показана типичная зависимость угла поворота потока от угла входа потока в решетку профилей, на котором нанесены изолинии  $\Delta\beta_0 = \text{const}$  и  $\Delta\beta_m = \text{const}$  для номинального "0" и максимального "m" режимов. Для простоты здесь не показан обычно имеющий место типичный участок срыва и кривая после срывного участка.

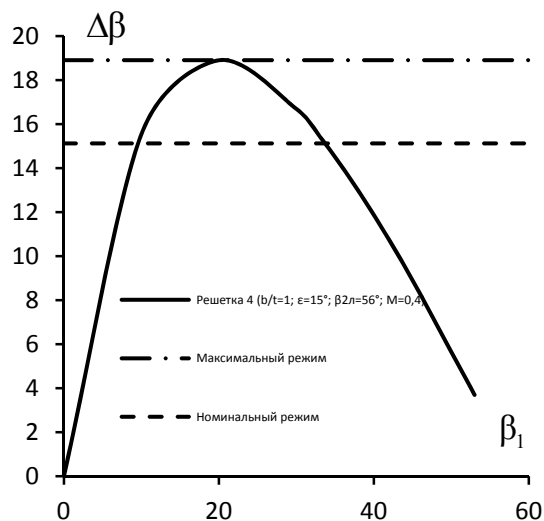
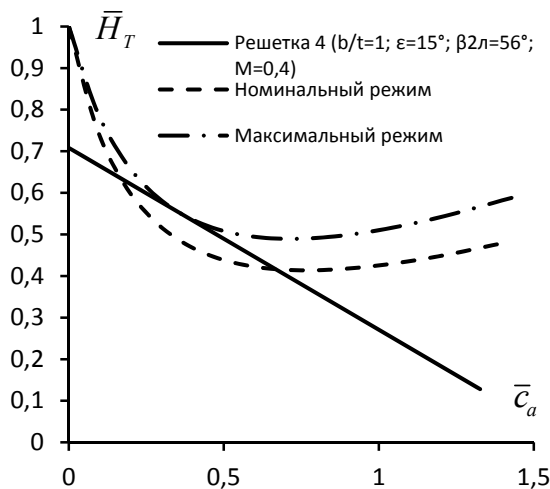


Рис. 9. Зависимость угла поворота потока в решетке 4 [2] от угла входа потока и изолинии в координатах  $\Delta\beta = f(\beta_1)$

Если считать справедливой отмеченную Л. Е. Ольштейном линейность зависимости коэффициента теоретического напора от коэффициента расхода при малых скоростях натекания

$\bar{H}_T = f(\bar{c}_a, \lambda_{w_1})$ , то использование номограмм реализуется следующим образом. Для определенного (по методу Бойса и А. П. Комарова) значения  $\Delta\beta_0$  в координатах  $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a, \lambda_{w_1})$  строятся изолинии  $\Delta\beta_0 = \text{const}$  и  $\Delta\beta_m = \text{const}$ . При отсутствии закрутки на входе  $\alpha_1 = 90^\circ$  соответствующие зависимости имеют вид  $\bar{H}_T = 1 - \frac{\text{tg}\beta_1}{\text{tg}(\beta_1 + \Delta\beta_0)}$  и  $\bar{H}_T = 1 - \frac{\text{tg}\beta_1}{\text{tg}(\beta_1 + \Delta\beta_m)}$ . Протекание линейного участка характеристики  $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a, \lambda_{w_1})$  через ранее определенную номинальную точку "0"  $\{\bar{H}_{T_0}, \bar{c}_{a0}\}$  определенный, как показано выше, градиент  $\left(\frac{d\bar{H}_T}{d\bar{c}_a}\right)_0$ . При этом изолиния  $\bar{H}_T = 1 - \frac{\text{tg}\beta_1}{\text{tg}(\beta_1 + \Delta\beta_0)}$  пересекает линию  $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a, \lambda_{w_1})$  в определенной номинальной точке "0", и искривляясь, эта линия касается изолинии  $\bar{H}_T = 1 - \frac{\text{tg}\beta_1}{\text{tg}(\beta_1 + \Delta\beta_m)}$ .



**Рис. 10.** Номограммы для определения номинального режима работы решетки и характеристика решетки 4 [2] в координатах  $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a)$

Если полагать, что указание Л. Е. Олыштейна (о линейности характеристики  $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a, \lambda_{w_1})$  на участке "0"-"m") справедливо, то в данном методе достаточно провести из точки "0" прямую, касательную изолинии  $\bar{H}_T = 1 - \frac{\text{tg}\beta_1}{\text{tg}(\beta_1 + \Delta\beta_m)}$ , при этом в точке касания и будет определена точка "m" (рис. 10). Это и

позволяет достаточно просто получить упрощенную характеристику решетки профилей. Однако, как показал анализ, более правильно учесть искривление характеристики  $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a, \lambda_{w_1})$  на участке "0"-"m" и для этого авторами предложена несколько более сложная методика.

#### ПРИМЕР ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МЕТОДА НОМОГРАММ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ НОМИНАЛЬНОГО РЕЖИМА РАБОТЫ НА ПРИМЕРЕ СТУПЕНИ

Существует ряд отечественных и зарубежных работ, посвященных исследованиям параметров ступеней компрессора. Одной из таких работ является [7]. В этой работе проведены исследования осевой трансзвуковой компрессорной ступени, приведены проектные параметры и характеристика ступени в координатах  $\pi_K^* = f_1[G_{np}, n_{np}]$  и  $\eta_K^* = f_2[G_{np}, n_{np}]$ . Данная ступень рассчитана на степень повышения давления  $\pi_K^* = 1,82$  и окружную скорость на периферии рабочей лопатки  $u = 455$  м/с. Ступень была исследована при частотах вращения  $n$  от 70 до 100 % от проектной скорости.

Чтобы воспользоваться методом номограмм для определения номинального режима "0", необходимо воспользоваться следующими соотношениями:

$$\begin{aligned} \bar{H}_T &= 1 - \bar{c}_a (\text{ctg}\alpha_1 + \text{ctg}\beta_2) = \\ &= 1 - \frac{(\text{ctg}\alpha_1 + \text{ctg}\beta_2)}{(\text{ctg}\alpha_1 + \text{ctg}\beta_1)} = \\ &= 1 - \frac{(\text{ctg}\alpha_1 + \text{ctg}(\beta_1 + \Delta\beta))}{(\text{ctg}\alpha_1 + \text{ctg}\beta_1)}; \end{aligned} \quad (10)$$

$$\bar{c}_a = \frac{1}{\text{ctg}\alpha_1 + \text{ctg}\beta_1}. \quad (11)$$

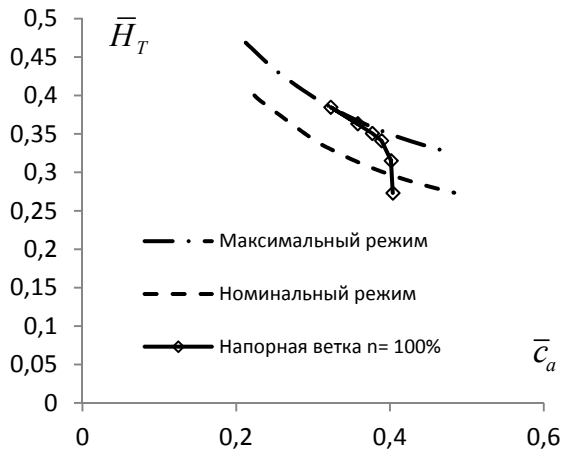
Данная формула справедлива при построении номограмм при условии:  $\Delta\beta = \text{const}$ .

В случае, когда ступень компрессора не имеет входного направляющего аппарата, формула (10) упрощается:

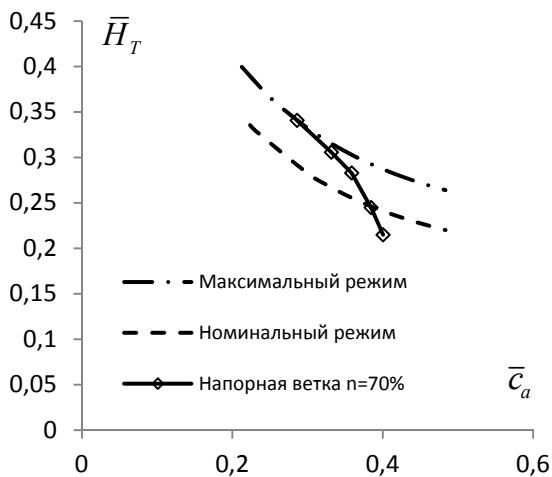
$$\bar{H}_T = 1 - \frac{\text{tg}\beta_1}{\text{tg}\beta_2}; \quad \bar{c}_a = \text{tg}\beta_1.$$

Для данной ступени номограммы построены из предположения Хауэлла – номинальный режим работы ступени принят равным 80 % от максимального режима работы, что на характе-

ристике ступени или каскада компрессора соответствует максимуму изэнтропического напора.



**Рис. 11.** Номограммы для определения номинального режима работы ступени и характеристика ступени при 100 % частоты вращения в координатах  $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a)$



**Рис. 12.** Номограммы для определения номинального режима работы ступени и характеристика ступени при 70 % частоты вращения в координатах  $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a)$

Дополнительно для определения точек "0" на напорных ветках предложен следующий метод. Строится линейный участок (для каждой напорной ветки) в виде  $H_T = f(\lambda_{1_a}, n)$ , экстраполируется на ось ординат, где определяется значение  $H_{Ty}$ , данный отрезок поворачивается вокруг точки на оси ординат до касания с напорной веткой в виде  $H_s = f(\lambda_{1_a}, n)$ , в этой точке определяется точкой "0<sub>s</sub>", на той же вертикали на линии  $H_s = f(\lambda_{1_a}, n)$  определяется точкой "0".

Сами напорные ветки перестраиваются в зависимости коэффициентов теоретического и изэнтропического напоров от коэффициентов расхода. Это позволяет в точке "0" выявить значение  $\Delta\beta_0$  и пересчитать в значение  $\Delta\beta_m$ , построить соответствующие изолинии.

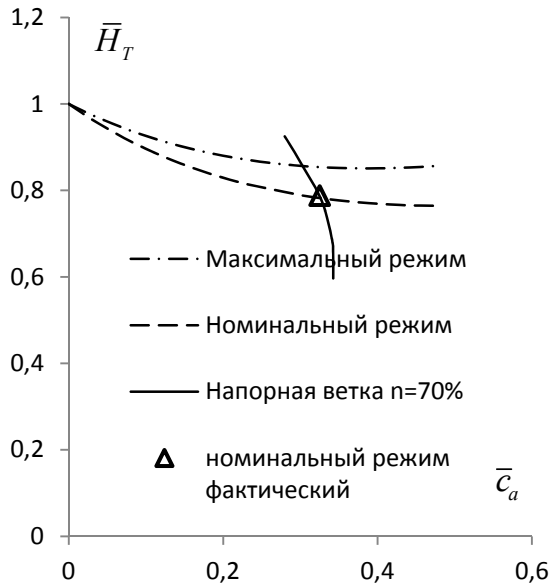
На рис. 11 и 12 приведены результаты использования метода номограмм к вышеописанной ступени. На рис. 11 показано, что точка максимума расположена на номограмме максимальных режимов, что соответствует предположению о нахождении номинального режима там, где линия номинальных режимов пересекает напорную ветку. На рис. 12 показаны точки номинального и максимального режима, которые совпадают с линиями номинальных и максимальных режимов.

#### ПРИМЕР ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МЕТОДА НОМОГРАММ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ НОМИНАЛЬНОГО РЕЖИМА РАБОТЫ НА ПРИМЕРЕ КАСКАДОВ КОМПРЕССОРА

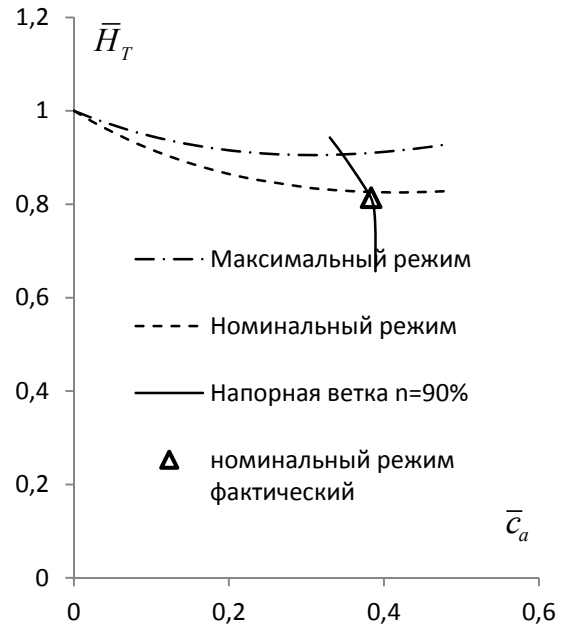
Проверка метода номограмм для определения номинального режима работы компрессора проводилась на результатах испытания компрессоров низкого давления, которые уже достаточное время находятся в эксплуатации. Компрессоры – четырехступенчатый с входным направляющим аппаратом и трехступенчатый трансзвуковой – рассчитаны на достаточно высокие степени повышения давления. Характеристики компрессоров представлены в координатах  $\pi_K^* = f_1[G_{np}, n_{np}]$  и  $\eta_K^* = f_2[G_{np}, n_{np}]$ .

На рис. 13–15 представлены результаты сопоставления расчетных и экспериментальных данных по трехступенчатому трансзвуковому компрессору. При этом для определения точек "0" на напорных ветках предложен следующий метод. Строится линейный участок (для каждой напорной ветки) в виде  $H_T = f(\lambda_{1_a}, n)$ , экстраполируется на ось ординат, где определяется значение  $H_{Ty}$ , данный отрезок поворачивается вокруг точки на оси ординат до касания с напорной веткой в виде  $H_s = f(\lambda_{1_a}, n)$ , в этой точке определяется точкой "0<sub>s</sub>", на той же вертикали на линии  $H_s = f(\lambda_{1_a}, n)$  определяется точкой "0". Сами напорные ветки (делением на число ступеней  $z$ ) перестраиваются в средние (по коэффициентам теоретического и изэнтропического напоров) значения.

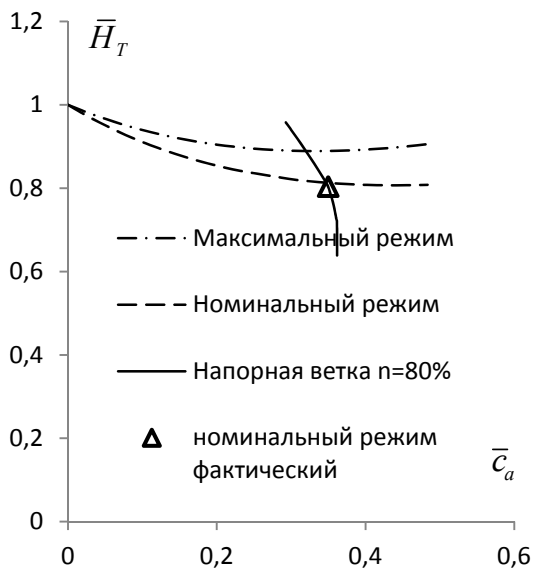




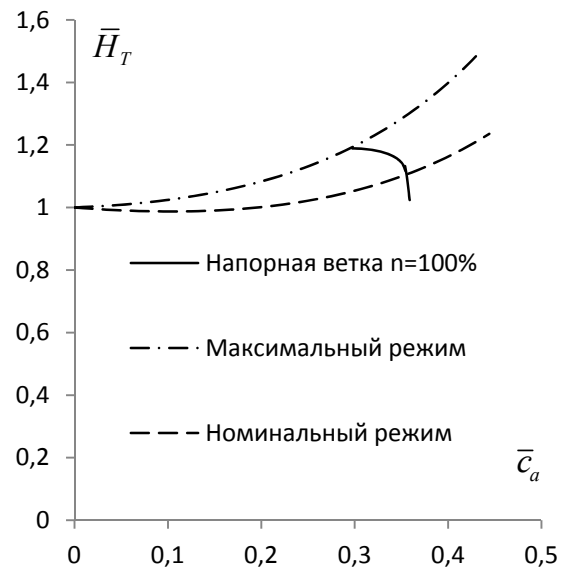
**Рис. 13.** Номограммы для определения номинального режима работы трехступенчатого компрессора низкого давления и характеристика трехступенчатого компрессора низкого давления при 70 % частоты вращения в координатах  $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a)$



**Рис. 15.** Номограммы для определения номинального режима работы трехступенчатого компрессора низкого давления и характеристика трехступенчатого компрессора низкого давления при 90 % частоты вращения в координатах  $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a)$



**Рис. 14.** Номограммы для определения номинального режима работы трехступенчатого компрессора низкого давления и характеристика трехступенчатого компрессора низкого давления при 80 % частоты вращения в координатах  $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a)$



**Рис. 16.** Номограммы для определения номинального режима работы четырехступенчатого компрессора низкого давления с ВНА и характеристика четырехступенчатого компрессора низкого давления с ВНА при 100 % частоты вращения в координатах  $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a)$

Это позволяет в точке "0" выявить значение  $\Delta\beta_0$  и пересчитать в значение  $\Delta\beta_m$ , построить соответствующие изолинии.

Аналогичным образом представлены результаты по четырехступенчатому компрессору с ВНА.

### ВЫВОДЫ

Показано, что используемые при проектировании компрессоров (и турбин) методы расчета характеристик решеток профилей являются недостаточно адекватными и недостаточно общими. Предложен эмпирический метод построения линейной части характеристик решеток тонких пластин. Показано, что для искривленных утолщенных решеток профилей это позволяет определить градиент линейной части характеристик. Показано, что параметры и координаты номинальной точки на характеристике решеток профилей, по заданной их геометрии наиболее адекватно определяются по эмпирическим зависимостям Бойса и А. П. Комарова. Показано, что в отличие от метода Л. Е. Ольштейна, реальные характеристики решеток профилей (а также лопаточных венцов, ступеней и каскадов) в координатах "теоретический напор – осевая скорость" на участке "0" (номинальный) – "m" (максимальный) искривлены. Предложен метод номограмм, позволяющий путем расчета получать характеристики решеток профилей, а затем (путем интегрирования) – характеристики лопаточных венцов, ступеней и каскадов.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Холщевников К. В.** Теория и расчет авиационных лопаточных машин. М.: Машиностроение, 1970. 610 с. [[ K. V. Holschevnikov, *Theory and Design Aviation Turbomachinery*, (in Russian). Moscow: Mashinostroenie, 1970. ]]
  2. **Ольштейн Л. Е., Процеров В. Г.** Метод расчета осевого компрессора по данным продувок плоских решеток. М.: Бюро новой техники, 1948. 64 с. (Труды ЦИАМ. № 150). [[ L. E. Olshteyn and V. G. Protserov, *Method for calculating the axial compressor according purging flat lattices*: Proceedings of CIAM, no. 150. Moscow: Publishing House "Byuro Novoi Tekhniki", 1948. ]]
  3. **Комаров А. П.** Исследование плоских компрессорных решеток. Лопаточные машины и струйные аппараты. Вып. 2- М.: Машиностроение. 1967.с.67-110 [[ A. P. Komarov, "*Investigation in flat blade cascade*", (in Russian) in *Blade machines and injet devices*, № 2. Moscow: Mashinostroenie, 1967. pp. 67-110. ]]
  4. **Казанчан П. П., Караваев Б. В., Серков В. И., Шишкин В. Н.** Обобщение результатов продувок плоских компрессорных решеток методом регрессионного анализа. М.: ЦИАМ, 1975. 64 с. (Труды ЦИАМ. № 679). [[ P. P. Kazan-
- chan, *The Generalization of the Results of Compressor Blow down Flat Grids by Regression Analysis*, (in Russian). Moscow: CIAM, 1975. ]]
5. **Бунимович А. И., Орлова Г. С.** Сборник аэродинамических характеристик плоских компрессорных решеток. М: ЦИАМ, 1955. Вып. 1. 70 с. [[ A. I. Bunimovich and G. S. Orlova, *Collection of Aerodynamic Characteristics of Percolation of the Cascades*, (in Russian). Moscow: Publishing CIAM, 1955. ]]
  6. **Белоусов А. Н., Мусаткин Н. Ф., Радько В. М.** Теория и расчет авиационных лопаточных машин. Самара: Гос. аэрокосм. ун-т, 2003. 344 с. [[ A. N. Belousov, N. F. Musatkin, and V. M. Radko, *Theory and Design of Aircraft Turbomachinery*, (in Russian). Samara: SGAY, 2003. ]]
  7. **Reid L., Moore R. D.** *Performance of single-stage axial-flow transonic compressor with rotor and stator aspect ratios of 1.19 and 1.26 respectively, and with design pressure ratio of 1.82*, NASA Technical Paper 1338. National Aeronautics and Space Administration, Washington, D. C. 20546, November 1978.

### ОБ АВТОРАХ

**КРИВОШЕЕВ Игорь Александрович**, проф. каф. авиац. двиг., науч. рук. НИЛ САПР-Д. Дипл. инж.-мех. (УАИ, 1976). Д-р техн. наук по тепл. двиг. ЛА (СГАУ, 2000). Иссл. в обл. инф. технол. в двигателестроении.

**РОЖКОВ Кирилл Евгеньевич**, асп. каф. авиац. двиг. Дипл. инж.-мех. (УГАТУ, 2009). Готовит дис. в обл. моделир. раб. процессов лопаточных машин.

**СИМОНОВ Николай Борисович**, асп. каф. авиац. двиг. Маг.-инж. (УГАТУ, 2014). Готовит дис. в обл. моделир. раб. процессов лопаточных машин.

### METADATA

**Title:** Determination of nominal mode blade cascades, stages and compressor spools using the calculated methods and nomograms.

**Authors:** I. A. Krivosheev, K. E. Rojkov, N. B. Simonov.

**Affiliation:**

Ufa State Aviation Technical University (UGATU), Russia.

**Email:** krivoshe777@mail.ru

**Language:** Russian.

**Source:** Vestnik UGATU, vol. 19, no. 2 (68), pp. 69-78, 2015. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

**Abstract:** The various methods of determining the nominal operating conditions for blade cascades, stages and spools of compressors have been analyzed. A new method for determining the nominal mode by nomograms have been described. The results of comparison of different methods for determining the nominal mode, sets out the scope of these methods have been shown.

**Key words:** compressor; compressor's spool; compressor's stage; blade cascade; nominal mode; nomogram.

**About authors:**

**KRIVOSHEEV, Igor Aleksandrovich**, prof. Aviation Engines Dept. Dipl. engineer (USATU 1976). Dr. Tech. Sciences (USATU, 2000).

**ROJKOV, Kirill Evgenevich**, Dipl. engineer (USATU, 2009). Graduate student.

**SIMONOV, Nikolai Borisovich**, Mag.-eng. (USATU, 2014). Graduate student.