

5. Гаджинский А.М. Логистика. – М.: ИТК «Дашков и К°», 2003. – 408 с.
6. Burkovskis R. Efficiency of freight forwarder's participation in the process of transportation // Transport, 2008. – 23(3). – P. 208 – 213.

У статті викладений підхід до оптимізації надзвукових компресорних решіток рівня осевого компресора. Викладені основні співвідношення для визначення втрат повного тиску в надзвукових решітках профілів осевого компресора і розглянуті обмеження, що дозволяють враховувати в процесі оптимізації геометричних параметрів лопаток їх напружено - деформований стан

Ключові слова: оптимізація, компресорна решітка, осевий компресор

В статье изложен поход к оптимизации сверхзвуковой компрессорной решетки ступени осевого компрессора. Изложены основные соотношения для определения потерь полного давления в сверхзвуковой решетке профилей осевого компрессора и рассмотрены ограничения, позволяющие учитывать в процессе оптимизации геометрических параметров лопаток их напряженно-деформированное состояние

Ключевые слова: оптимизация, компрессорная решетка, осевой компрессор

In the article a hike is expounded to optimization of supersonic compressor grate of the stage of axial compressor. Basic correlations are expounded for determination of losses of complete pressure in the supersonic grate of types of axial compressor and limitations, allowing to take into account in the process of optimization of geometrical parameters of shoulder-blades them the napryazhenno-deformirovannoe state, are considered

Keywords: optimization, compressor grate, axial compressor

УДК 621.515-226.2

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ СВЕРХЗВУКОВОЙ КОМПРЕССОРНОЙ РЕШЕТКИ

Л.Г. Волянська

Доцент*

Контактний тел.: 8 (044) 406-75-93

С.Ю. Гуз

Науковий співробітник*

Контактний тел.: 8 (044) 406-70-58

Ю.Ю. Терещенко

Інженер*

Контактний тел.: 8 (044) 406-75-93

*Кафедра авіаційних двигунів

Національний аерокосмічний університет
пр. Космонавта Комарова, 1, м. Київ, 03058

1. Вступление

Рассматривать сверхзвуковые двумерные течения в плоскости решетки необходимо в тесной связи с меридиональным течением, которое определяет изменение радиуса поверхности тока и соответствующее уменьшение площади поперечного меридионального потока в лопаточном венце.

Анализ течения на поверхности тока в плоскости решетки позволяет определить поворот потока и потери. Взаимозависимость этих двух течений особенно тесная при сверхзвуковом течении в лопаточном венце. В этом случае изменение плотности и давления обычно

велики, запираение межлопаточного канала становится более общим явлением и существенно возрастают потери (до 10...20% от входного динамического напора в относительном движении).

Изменения поперечного сечения оказывают значительное влияние на трансзвуковое и сверхзвуковое течение, а изменения течения на одной поверхности тока по высоте лопатки могут существенно повлиять на течение на других радиусах.

Запираение по расходу газа межлопаточного канала последних ступеней осевого компрессора является чрезвычайно важной характеристикой, определяющей его газодинамическую устойчивость. В любом случае в

процессе оптимизации расход воздуха должен соответствовать суммарному расходу для всей турбомашин и равномерно распределяться по высоте лопаток

2. Цель работы

В научном плане необходимость исследования течения в сверхзвуковых лопаточных венцах компрессорных ступеней обусловлена тем, что в большинстве случаев результаты продувок плоских решеток не позволяют моделировать реальные условия течения в лопаточных венцах.

Для разработки компрессоров перспективных газотурбинных двигателей необходимы надежные соотношения для определения потерь в лопаточных венцах и оптимальных углов атаки лопаток в решетках. Эти данные могут быть получены только в результате испытаний компрессорных ступеней или использования полностью трехмерных расчетных моделей течения.

3. Основная часть

Расчет реальных сверхзвуковых ступеней связан с дополнительными сложностями, связанными с тем, что в лопаточных венцах возникает значительная деформация лопаток под действием больших центробежных и аэродинамических сил, которую необходимо учитывать в задачах оптимизации.

К примеру, в вентиляторах с малым относительным диаметром втулки происходят уменьшение угла выноса лопатки (на 3...4°) и значительное изменение угла изгиба при переходе компрессора от статического режима к работе с максимальной окружной скоростью.

Максимальные потери возникают тогда, когда перед решеткой образуется прямой скачок уплотнения. Повышение энтропии, эквивалентное потерям полного давления в относительном движении в прямом скачке уплотнения, увеличивается пропорционально $(M_1-1)^3$, так что минимальные потери быстро возрастают с увеличением окружной скорости. Таким образом, потери полного давления наиболее существенно зависят от угла атаки и окружной скорости. При заданном значении угла атаки изменение относительной толщины профиля не оказывает большого влияния на потери.

Относительная толщина профиля является важным параметром, косвенно влияющим на величину минимального угла атаки, при котором происходит запаривание решетки. Эмпирические линейные зависимости используемые для определения потерь в сверхзвуковой решетке, недостаточно точно отражают характер изменения потерь по углу атаки и не пригодна для оптимизации решетки.

Для определения уровня потерь полного давления в сверхзвуковых компрессорных решетках часто используется полуэмпирическая зависимость, позволяющая с достаточно высокой точностью описывать характер изменения параметров потока и определять величину потерь

$$\xi_{\text{отн}} = \frac{\Delta p^*}{(P_1^* - P_1)_{\text{отн}}} = m_1 i^2 - m_2 i + m_3, \tag{1}$$

где

$$m_1 = -0,6103(u\sqrt{c_p T_1^*})^3 + 1,4819(u\sqrt{c_p T_1^*})^2 - 1,1367(u\sqrt{c_p T_1^*}) - 0,2857$$

$$m_2 = -6,0006(u\sqrt{c_p T_1^*})^3 + 14,483(u\sqrt{c_p T_1^*})^2 - 11,172(u\sqrt{c_p T_1^*}) + 2,8417$$

$$m_3 = 2,8058(u\sqrt{c_p T_1^*})^3 - 3,7308(u\sqrt{c_p T_1^*})^2 + 1,4623(u\sqrt{c_p T_1^*}) + 0,1652$$

$i = \beta_1 - \chi$ - угол атаки.

Сравнение экспериментальных данных с рассчитанными по соотношению (1) представлено на рис. 1.

После дифференцирования выражения (1) и затем приравнивания полученного соотношения к нулю, получаем соотношение (2) для определения оптимальных углов атаки. Это выражение можно использовать в качестве замыкающего соотношения для задачи оптимизации сверхзвуковой ступени:

$$\frac{d\xi_{\text{отн}}}{di} = 2m_1(\beta_1 - \chi) - m_2 = 0$$

Откуда

$$\chi_{\text{опт}} = \beta_1 - \frac{m_2}{2m_1} \tag{2}$$

Поскольку лопатки рабочих колес сверхзвуковых ступеней компрессора подвержены значительным деформациям под действием газодинамических и центробежных сил, особенно в концевых сечениях лопатки, то при определении $\chi_{\text{опт}}$ необходимо учитывать величину деформации (раскрутки) лопатки. Тогда, если величину раскрутки обозначить как $\Delta\chi$, то соотношение (2), примет вид:

$$\chi_{\text{опт}} = \beta_1 - \frac{m_2}{2m_1} - \Delta\chi \tag{3}$$

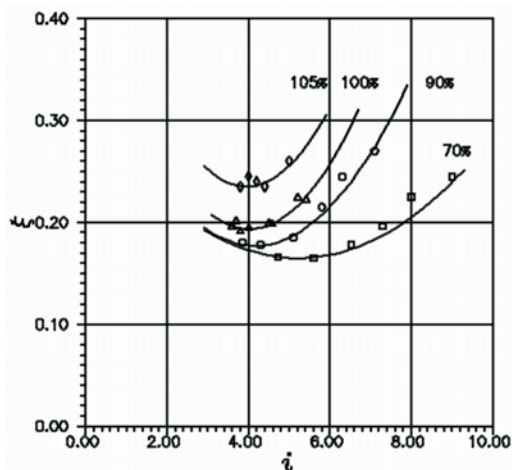


Рис. 1. Сравнение измеренных потерь [2] с рассчитанными по предлагаемому соотношению (1) окружной скорости

при $u\sqrt{c_p T_1^*} = 0.87$

Сплошные линии - расчет, значки - эксперимент
Цифры означают частоту вращения в % от расчетной

Для лопаток направляющего аппарата, в котором течение дозвуковое, конструктивные лопаточные

углы определяются по соотношению и зависимостям работы [1].

Для решения задачи оптимизации углов установки профилей лопатки рабочего колеса и конструктивных лопаточных углов направляющего аппарата ступени сверхзвукового компрессора введем следующие дополнительные допущения:

1. Будем считать, что изгиб профилей лопаток рабочего колеса не значительный, а сами профили тонкие (что достаточно справедливо для сверхзвуковых решеток).

2. При определении потерь в сверхзвуковых решетках, определяющими являются потери в скачке уплотнения.

3. Считаем, что потери в сверхзвуковых решетках зависят, главным образом, от угла атаки и окружной

скорости, и мало зависят от шага решетки и относительной толщины профиля.

Задача оптимизации сверхзвуковой ступени компрессора формулируется следующим образом:

$$\begin{aligned} &\text{найти} \\ &\max \eta_{cm}^* (\Pi, \Phi, K) \end{aligned} \quad (4)$$

при ограничениях:

$$\begin{aligned} A_1(\Pi, \Phi, K) &= 0 \\ A_2(\Pi, \Phi, K) &= 0 \\ A_3(\Pi, \Phi, K) &= 0 \\ A_4(\Pi, \Phi, K) &= 0 \end{aligned} \quad (5)$$

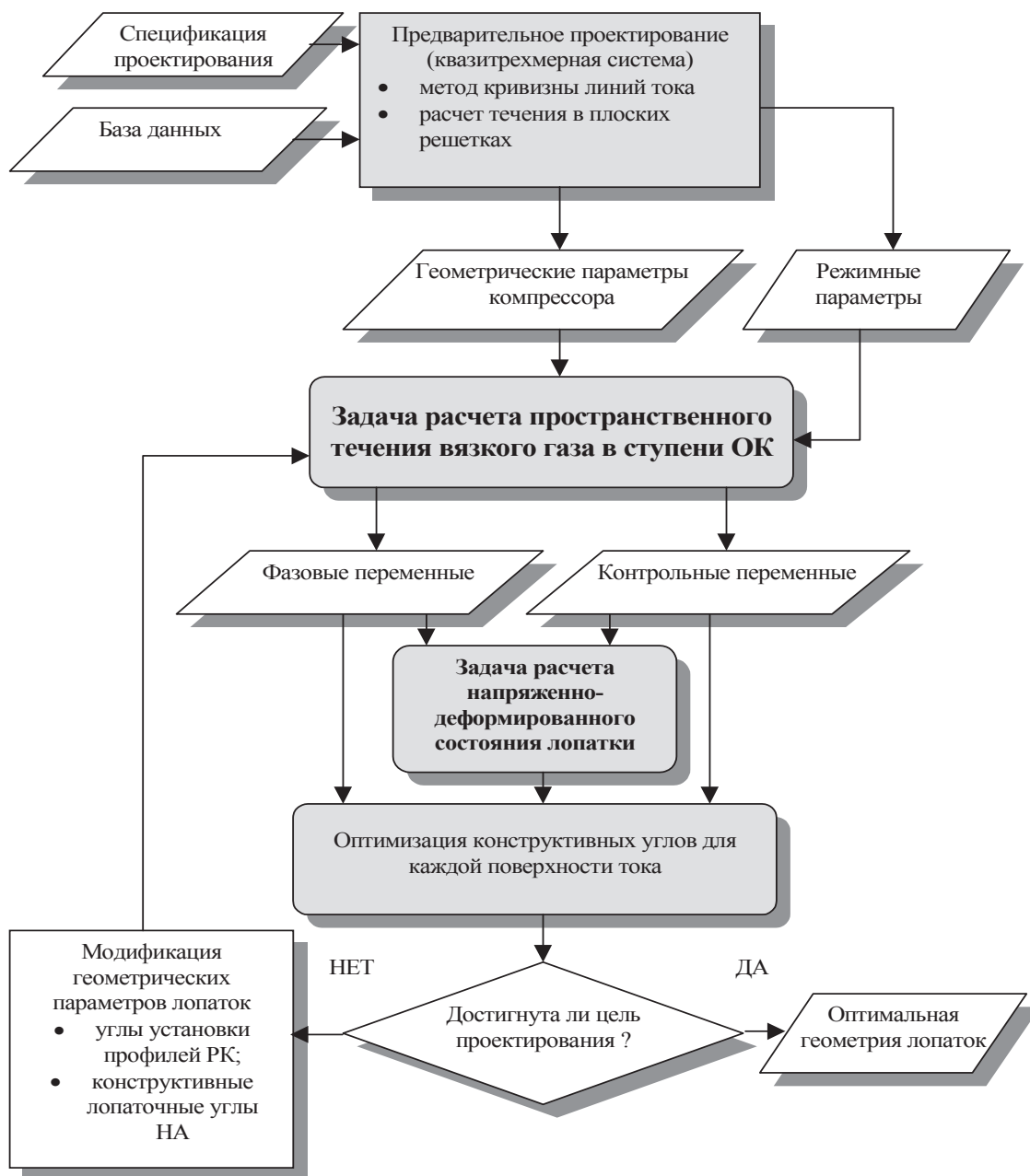


Рис. 2. Алгоритм оптимизации параметров профилей в сверхзвуковой ступени компрессора

$$\Pi \in \Omega$$

$$\Phi \in [\Phi_{\text{MIN}}, \Phi_{\text{MAX}}]$$

$$K \in [K_{\text{MIN}}, K_{\text{MAX}}]$$

где: η_{cm}^* – адиабатический к.п.д. ступени;

Π – вектор проектных (режимных) параметров;

Φ – вектор фазовых переменных;

K – вектор управляющих параметров.

Целевой функционал и ограничения A_1, A_2, A_3 определяются таким же образом, как в работе [1].

Проточная часть ступени компрессора рассекается рядом поверхностей тока. Оптимизационная задача решается для каждой такой поверхности.

Так для ступени без входного направляющего аппарата целевой функционал, согласно метода штрафных функций, запишем в следующем виде:

$$F = \eta_{\text{ст}}^* - \Lambda (A_1^2 + A_2^2 + A_3^2 + A_4^2), \quad (6)$$

где: $\eta_{\text{ст}}^*$ – адиабатический КПД ступени компрессора;

Λ – штрафной коэффициент;

A_1, A_2, A_3 – ограничения, полученные из уравнений сохранения энергии, записанных соответственно для РК, НА и ступени в целом. Уравнения записываются на основании i -s диаграммы процесса сжатия газа в ступени компрессора.

Члены, входящие в целевой функционал определяются следующим образом:

$$\eta_{\text{ст}}^* = \frac{L_{\text{од.ст}}^*}{H_{\bullet}} = \frac{\frac{k}{k-1} R (T_{\text{од}}^* - T_1^*)}{c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1} \quad (7)$$

$$A_1 \equiv i_{2w}^* - i_{1w}^* - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = 0 \quad (8)$$

$$A_2 \equiv i_3^* - i_1^* = 0 \quad (9)$$

$$A_3 \equiv i_3^* - i_1^* - L_{\text{од.ст}}^* - L_{\text{г.РК}} - L_{\text{г.НА}} = 0 \quad (10)$$

Используя известные газодинамические и кинематические соотношения, члены (7...10), входящие в целевой функционал, можно преобразовать к виду более удобному для решения оптимизационной задачи.

Дополнительное ограничение A_4 представляет собой ограничение, накладываемое из условий обеспечения необходимой прочности лопатки. Это ограничение

является необходимым, поскольку в процессе оптимизации изменяется распределение и характер нагрузок от действия газодинамических и центробежных сил, а абсолютные значения величин нагрузок на лопатки в сверхзвуковых ступенях достаточно велики. Это ограничение может быть записано следующим образом:

$$A_4 = \min \left(\left(\sigma_{\text{доп}} - k_3 \sigma_{\text{max}} \right)_i \right) \equiv 0, \quad (11)$$

где σ_{max} – максимальные нормальные напряжения в сечении пера лопатки,

$\sigma_{\text{доп}}$ – допустимые нормальные напряжения в сечении пера лопатки.

k_3 – коэффициент запаса прочности.

Для учета деформаций лопатки и прочностных ограничений в процессе оптимизации необходимо производить расчет напряженно-деформированного состояния лопатки при помощи одного из известных методов (например, метода конечных элементов [4]).

Для учета деформаций лопатки и прочностных ограничений в процессе оптимизации необходимо производить расчет напряженно-деформированного состояния лопатки при помощи одного из известных методов (например, метода конечных элементов [2]).

4. Вывод

Решение задачи оптимизации позволяет получить значения углов установки профилей лопаток рабочего колеса ($\chi_{\text{опт}i}$) и конструктивных лопаточных углов направляющих аппаратов (α_{2i}), необходимые для выполнения расчетов напряженно-деформированного состояния лопаток при помощи одного из известных методов (например, метода конечных элементов [2]).

Литература

1. Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин. [Текст]: учеб. пособие / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко, С. В. Ершов, А. В. Русанов, С. Д. Северин., – Харьков, НТУ “ХПИ”, 2002. – 356 с.
2. Бате К. Численные методы анализа и метод конечных элементов [Текст]: учеб. / К. Бате, Е. Вильсон – М.: Стройиздат, 1982. – 520с.