

УДК 533.6

ДИССИПАЦИЯ ЭНЕРГИИ ПОТОКА В ТУРБОМАШИНАХ

© 2011 г.

В.Э. Сарен

Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, Москва

saren@ciam.ru

Поступила в редакцию 16.05.2011

В настоящее время имеются многочисленные экспериментальные свидетельства существенного влияния на газодинамические потери нестационарности (периодичности) течения через взаимно движущиеся венцы осевой турбомашин [1]. Несмотря на актуальность проблемы, источники указанных потерь практически не исследованы. В настоящей работе анализ основан на использовании уравнения переноса энергии в потоке, содержащем нестационарные (периодические) вихревые следы за лопатками взаимно движущихся венцов.

Ключевые слова: осевые турбомашин, взаимодействие венцов, нестационарный поток, диссипация энергии.

Уравнение потока энергии
в ступени осевой турбомашин

Ступень осевой турбомашин представляет собой совокупность вращающегося (ротор) и неподвижного (статор) лопаточных венцов, расположенных в кольцевом канале с осевым зазором Δ .

Для описания течения через ступень вводится цилиндрическая система координат (r, φ, z) . Если необходимо рассмотреть течение в неподвижной системе координат, то считаем окружную координату $\varphi \equiv \varphi_S$. При анализе течения в системе координат, связанной с ротором, окружная координата определяется равенством $\varphi \equiv \varphi_R \equiv \varphi_S - \Omega_0 t$, где t – абсолютное время, соответствующее предположению, что при $t = 0$ координаты φ_R и φ_S , отсчитываемые против вращения ротора, совпадают.

Можно показать, что любой параметр течения Π (скорость, давление и т.п.) через описанную ступень может быть представлен в виде ряда Фурье [2]:

$$\begin{aligned} \Pi(r, \varphi_S, z, t) &= \\ &= \sum_l \sum_m \Pi_{lm}(r, z) e^{-j2\pi m \varphi_S / \Delta \varphi_S} e^{i2\pi l(\varphi_S - \Omega_0 t)(\Delta \varphi_R)}, \quad (1) \\ \Pi(r, \varphi_R + \Omega_0 t, z, t) &= \tilde{\Pi}(r, \varphi_R, z, t) = \\ &= \sum_l \sum_m \Pi_{lm}(r, z) e^{i2\pi l \varphi_R / \Delta \varphi_R} e^{-j2\pi m(\varphi_R + \Omega_0 t)(\Delta \varphi_S)}. \end{aligned}$$

Здесь суммирование по индексам l и m осуществляется от $-\infty$ до $+\infty$ и мнимые единицы i и j не взаимодействуют между собой ($i \cdot j \neq -1$). Из периодичности течения по времени следует,

что за лопатками ротора и статора образуются вихревые следы, содержащие помимо стационарной в относительном течении завихренности $\omega_0 = \omega_0(r, \varphi, z)$ периодическую компоненту $\omega_1 = \omega_1(r, \varphi, z, t)$ с основной частотой $T_S = \Delta \varphi_R / \Omega_0$ для статора и $T_R = \Delta \varphi_S / \Omega_0$ для ротора, где $\Delta \varphi_S, \Delta \varphi_R$ – соответственно угловые шаги лопаток статора и ротора.

Далее предполагается, что завихренность течения вне лопаток сосредоточена в турбулентных вихревых следах, и тензор напряжения T представим в виде:

$T = -pI + \rho \varepsilon_0 D$ – в области вихревых следов;
 $T = -pI$ – вне области вихревых следов. (2)
Здесь p – статическое давление в потоке; ρ – плотность среды; I – единичный тензор; D – тензор осредненных скоростей деформации ($D_{ij} = (v_{i,j} + v_{j,i})$); ε_0 – коэффициент «кажущейся» (турбулентной) кинематической вязкости, который необходимо определить эмпирически.

Пусть область W с границей S занята «жидкими» частицами. Тогда в предположении (2) уравнение потока энергии, как следствие законов сохранения массы и количества движения для осредненного течения, имеет вид:

$$\frac{d}{dt} \int_W \frac{1}{2} \rho \mathbf{V}^2 dW = \int_S (\mathbf{tV}) dS - \frac{1}{2} \int_W (T : D) dW. \quad (3)$$

Здесь \mathbf{V} – вектор осредненной скорости течения; $\mathbf{t} = \mathbf{n}T$ – вектор напряжения; \mathbf{n} – единичный вектор внешней нормали к поверхности S ; также предполагается отсутствие внешних массовых сил и притока тепла. Величина $[(T + pI) : D]$, входящая в последнее слагаемое правой части (3), называется функцией диссипации и, согласно закону со-

хранения энергии, определяет отнесенное к единице времени и объема количество теплоты, возникшее в результате деформации жидких частиц.

Экспериментальное определение функции диссипации

В настоящем исследовании уравнение (3) используется для абсолютного течения в ступени низкоскоростного (окружная скорость 125 м/с) цилиндрического компрессора в составе венцов: входной статор (IGV) – ротор (R) – статор (S). Цилиндрическое сечение компрессора на среднем радиусе изображено на рис. 1, где показаны профили лопаток в цилиндрическом сечении рабочей части экспериментальной установки и точки сетки лазерной анемометрии.

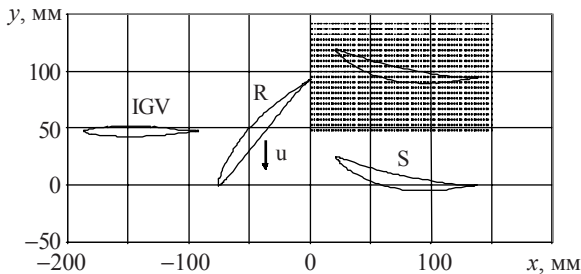


Рис. 1

В качестве W используется двумерная область, обозначенная на рис. 1 точками, в которых осуществлялась лазерная анемометрия потока. Для несжимаемого течения после интегрирования по периоду T_s уравнение (3) преобразуется к виду

$$\int_0^{h_s} p^* V_x dy_0 \Big|_{x=x_1} - \int_0^{h_s} p^* V_x dy_0 \Big|_x = \int_0^{h_s} \rho \epsilon_0 (V_y \omega) dy_0 \Big|_{x=x_1} - \int_0^{h_s} \rho \epsilon_0 (V_y \omega) dy_0 \Big|_x + \frac{1}{2} \int_{x_1}^x \int_0^{h_s} \rho \epsilon_0 \omega^2 dy_0 dx, \quad (4)$$

где V_x, V_y – соответственно осевая и окружная компоненты абсолютной скорости потока; $\omega = \omega_0 + \omega_1$ – величина завихренности потока; h_s – шаг лопаток статора S; (x, y_0) – координаты точки в системе отсчета, связанной со статором; $p^* = 1/2 \rho V^2 + p$ – мгновенное значение давления торможения; чертой сверху обозначен результат ос-

реднения соответствующей величины по периоду T_s . Последнее слагаемое в правой части уравнения (4) определяет функцию диссипации кинетической энергии абсолютного потока в области W и представимо в виде $\Phi_0(x) + \Phi_1(x)$, где Φ_0 и Φ_1 – диссипации стационарных и периодических вихрей соответственно.

Как показали измерения, функция диссипации стационарных вихревых следов за ротором $\Phi_0(x)$ интенсивно возрастает в области осевого зазора и достигает асимптотического значения в межпрофильном канале статора уже на 1/3 его осевой протяженности от входного фронта ($x = 21$ мм). Функция диссипации Φ_1 , связанная со свободными вихрями, наиболее интенсивно возрастает в окрестности входного фронта статора, после чего ее рост замедляется, но сохраняется в окрестности выходного фронта ($x = 138$ мм). Следует заметить, что величина Φ_1 на выходе из решетки статора значительно превышает величину Φ_0 .

Формула (4) после некоторых упрощений использовалась для эмпирического определения коэффициента $\epsilon_0 = \bar{\epsilon}_0 w_1 h_s / \cos \beta$, где w_1 – осредненная по времени и по фронту относительная скорость потока в сечении $x = x_1$, а β – угол относительного потока по отношению к оси Ox . Результаты измерений дают $\bar{\epsilon}_0 = 0.029$. Величина $\bar{\epsilon}_0$ близка к коэффициенту профильных потерь ζ , полученному в результате многочисленных продувок решеток профилей в аэродинамических трубах. Если положить $\Phi_2(x_2) \equiv 0$, то коэффициент $\bar{\epsilon}_0$ принимает значение $\bar{\epsilon}_0 = \bar{\epsilon}_0^* = 0.067$, которое близко к коэффициенту профильных потерь ζ^* , обычно используемому при проектировании на основании многочисленных измерений потерь полного давления в компрессорных ступенях.

Работа выполнена при поддержке МНТЦ (проект 672.2) и РФФИ (проект 05-08-18091).

Список литературы

1. Самойлович Г.С. Возбуждение колебаний лопаток турбомашин. М.: Машиностроение, 1975.
2. Saren V.E. et al. Hydrodynamic interaction of axial turbomachine cascades // Journal of Engineering Mathematics. 2006. Vol. 55, No 1–4. P. 9–39.

FLOW ENERGY DISSIPATION IN TURBOMACHINES*V.E. Saren*

Nowadays, there are numerous experimental evidences of the essential influence of the flow instability (periodicity) through the mutually moving blade rows of an axial turbomachine on gas-dynamic losses. Despite the urgency of the problem, sources of such losses are not practically investigated. In the given work the analysis is based on use of the equation of energy transfer in a flow, containing unsteady (periodic) vortical wakes behind the blades of mutually moving rows. A source of kinetic energy losses is dissipation of the above mentioned vortical wakes, which are assumed turbulent. The results of experimentally determining the dissipation function in the flow over the stage of the axial compressor are presented.

Keywords: axial turbomachines, interaction of blade rows, unsteady flow, energy dissipation.