

УДК 621.515:438

В.П. ГЕРАСИМЕНКО¹, Е.В. ОСИПОВ², М.Ю. ШЕЛКОВСКИЙ²

¹*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Украина*
²*“Заря”–“Машпроект” ГПНПК газотурбостроения, Украина*

ЭФФЕКТЫ РАДИАЛЬНОГО ЗАЗОРА В ТУРБОМАШИНАХ

Представлен анализ вихревой структуры течения в области радиального зазора рабочего колеса турбомашин. Предложены зависимости интенсивности вихря перетекания от величины зазора.

турбомашин, компрессор, турбина, рабочее колесо, КПД, радиальный зазор, вихрь перетекания

Существует большое количество методов аэродинамических расчетов турбомашин [1], в том числе с применением уравнений Навье – Стокса, однако имеются затруднения в задании турбулентности [2] и в адекватном учете радиального зазора над рабочим колесом турбомашин [3]. Исследования течения у концов рабочих лопаток турбомашин свидетельствуют о сложном его характере [4 – 8]. Перетекание через радиальный зазор над лопатками существенно влияет на форму их обтекания и как следствие – на КПД турбомашин. Известные методы расчета влияния радиального зазора на КПД чаще всего сводятся к линейной зависимости снижения КПД от величины зазора и не всегда обеспечивают требуемую точность.

Потери энергии, связанные с радиальным зазором, определяются как собственно перетеканием среды через зазор, так и воздействием этого перетекания на другие виды потерь: вторичные, в пограничном слое на кольцевой стенке корпуса, потери “скребкового эффекта” и др. Поэтому иногда этот вид потерь оценивают совместно, например со вторичными, так как перетекание в зазоре над рабочим колесом турбомашин снижает потери “парного вихря”. Потери перетекания определяются его интенсивностью и зависят от величины зазора и аэродинамической нагрузки на лопатке, направления движения лопаток относительно стенки корпуса (турбина или компрессор), пограничного слоя на корпусе, формы радиального зазора и концов лопа-

ток, и др. Естественно, что перечисленные факторы должны учитываться моделью радиального зазора в расчетах. При моделировании было бы полезным иметь информацию о влиянии каждого фактора в отдельности, так как самостоятельное изучение каждого из них приводит к лучшему пониманию структуры потока в области радиального зазора. Однако разделить влияние каждого фактора в отдельности на величину потерь затруднительно. Кроме того, при параметрических исследованиях по каждому фактору исчезают эффекты взаимного влияния, которые имеются в реальных условиях. Известна публикация [9], в которой исключен фактор стенки и ее движения выполнением зазора посередине высоты лопатки в компрессорной решетке. Установлено, что зазор оказывает влияние на обтекание по высоте лопатки только в зоне, примерно равной 0,25 от длины хорды. Опубликованные исследования требуют углубленного анализа. Глубокое понимание природы потерь в радиальном зазоре особенно важно в связи с развитием методов аэродинамических расчетов турбомашин.

Целью данной статьи является систематизация существующей информации о структуре течения в радиальном зазоре над рабочим колесом турбомашин и природе потерь, связанных с перетеканием в нем. Такая систематизация с детализацией влияющих факторов и совершенствованием моделей турбулентности необходима для успешного развития методов аэродинамических расчетов, а также

позволит разработчикам турбомашин применять конструктивные мероприятия по ослаблению отрицательного влияния радиального зазора на их эффективность.

Перетекание в радиальном зазоре над рабочими лопатками турбомшины происходит под действием разности давления на вогнутой и выпуклой сторонах лопатки и изменяется вдоль хорды: в колесе компрессора, например, возрастает от четверти хорды до ее середины с дальнейшим некоторым понижением на трех четвертях хорды, но возрастанием до максимального значения на выходной кромке [4]. При этом снижается аэродинамическая нагрузка у концов лопаток [10]. Здесь нарастание пограничного слоя на стороне разрежения лопатки под действием продольного градиента давления примерно в два раза превышает толщины средних сечений по высоте лопатки, несмотря на уменьшение аэродинамической нагрузки. Указанные отличия объясняются как перетеканием через зазор, так и радиальными течениями в пограничном слое на поверхности лопатки вследствие нарушения радиального равновесия частиц воздуха. Перетекание через зазор, кроме того, приводит к уменьшению и даже появлению обратных радиальных составляющих скорости к оси вращения на стороне разрежения у выходной кромки конца лопатки и возможно образование местной отрывной области. А на стороне давления происходит “отсос” пограничного слоя и его утонение.

Интенсивность перетекания через радиальный зазор зависит от степени реактивности, распределения аэродинамической нагрузки по высоте лопатки рабочего колеса и наличия парусности лопаток, а также от углов атаки. Влияние зазора на КПД турбомшины намного сильнее с увеличением удлинения (уменьшением хорды) рабочих лопаток выше двух, что объясняется повышением градиента давления по направлению потока и, следовательно, более высокими перепадами давления на радиальном зазоре над лопатками. Поэтому иногда величину

радиального зазора в статистических обобщениях относят не к высоте лопатки, а к длине хорды.

Перетекания через радиальный зазор значительно влияют также на основной поток в межлопаточном канале, образуя мощный вихрь [3 – 8], который “вытесняет” его, утолщая пограничный слой на стенке корпуса. Вихревой шнур создает область высоких потерь (низкого давления), причем центр этой области слегка смещен от стенки корпуса. Угол наклона оси вихря к фронту решетки за рабочим колесом при разных величинах радиального зазора практически совпадает с направлением основного потока [5, 8] и уменьшается с увеличением радиального зазора, что согласуется с ростом угла отставания основного потока. Точка пересечения осей вихрей внутри межлопаточного канала рабочего колеса находится в средней части канала как в окружном направлении, так и по длине хорды лопатки, где преобладает взаимодействие между перетекающей струей через зазор, пограничным слоем на стенке корпуса и “скребковым” вихрем в компрессоре [4, 6].

В большинстве публикаций отмечается практически пропорциональное влияние радиального зазора на величину потерь (снижение КПД), однако более глубокий анализ позволяет ввести некоторые уточнения. Их суть в следующем. Ввиду того, что перетекание через радиальный зазор ослабляет перетекание “парного вихря” (вторичные потери), то, очевидно, существует некоторая оптимальная величина этого зазора, при которой суммарные потери минимальные. Значение оптимального зазора определяется геометрическими и аэродинамическими характеристиками рабочего колеса и, как показывают опыты, составляет малую величину (менее 1% высоты лопатки). Кроме того, при достаточно больших радиальных зазорах (более 5% высоты лопатки), очевидно, изменение зазора может не оказывать влияния на интенсивность перетекания, а следовательно, и на величину потерь вихря: эффект торцо-

вой стенки ослабляется. В этом случае вероятно должна нарушаться пропорциональность между значением зазора и интенсивностью вихря перетекания. Вместе с тем, при этом развивается пограничный слой на корпусе. Через большой радиальный зазор может образоваться обратное течение на вход в компрессорное колесо со значительным снижением КПД. В турбинном же колесе этот слой не возрастает, но утечки через зазор уже в направлении основного потока составляют непроизводительные потери, следовательно, природа влияния радиального зазора здесь отличается.

При больших радиальных зазорах, когда ослабляется влияние корпуса на обтекание рабочего колеса, потери, связанные с вихрем перетекания, аналогичны индуктивным потерям на концах лопастей винта (вентилятора) или крыла. При этом коэффициент индуктивного сопротивления (диссипация энергии) пропорционален квадрату коэффициента подъемной силы $C_x \sim C_y^2$. По мере уменьшения радиального зазора ниже определенной величины характер течения в зазоре видоизменяется за счет воздействия торцевой стенки корпуса на индуктивный вихрь. В этом случае перетекание подобно течению в щели лабиринта или отверстию, когда интенсивность перетекания определяется перепадом давления на зазоре: скорость в щели пропорциональна корню квадратному из этого перепада или $\sqrt{C_y}$, а расход через зазор пропорционален $\Delta_r \sqrt{C_y}$, где Δ_r – высота радиального зазора. Кинетическая энергия газа в зазоре пропорциональна квадрату скорости или величине подъемной силы C_y , и поэтому потери энергии с переносимой массой газа – пропорциональны произведению кинетической энергии на массовый расход, т.е. $\sim \Delta_r C_y^{3/2}$. Необходимо иметь в виду при этом, что перепад давления на конце лопатки, а следовательно, C_y , уменьшаются с увеличением зазора. Существование

такой зависимости $C_y = f(\Delta_r)$ позволяет говорить о возможности рассмотрения радиального зазора конкретного лопаточного венца в качестве одной независимой переменной, влияющей на потери перетекания. В то же время, вследствие влияния перетекания через радиальный зазор на потери “парного” и “скребкового” вихрей, последние могут быть также представлены функциональной зависимостью от величины радиального зазора конкретного венца. Такая связь потерь позволяет рассматривать эффект радиального зазора по КПД как разницу общих потерь при наличии и отсутствии зазора.

Так как влияние радиального зазора на КПД лопаточного венца имеет вихревую природу, при которой наблюдаются корреляции между турбулентными напряжениями и различными видами вихрей [6], а турбулентная вязкость в 500...650 раз превышает молекулярную (кинематическую) вязкость [8], то для оценок потерь важно эти эффекты представить в виде величин вихрей. Вихрь перетекания, как один из основных, требует математического описания. В ядре вихря происходит вращение по закону “твердого тела”, вне ядра – по закону “свободного вихря”. Поэтому на оси вихря, которая совпадает практически с направлением основного потока, все составляющие касательного напряжения равны нулю и возрастают вне центра [6]. Такая структура вихря хорошо описывается моделью линейного вихря, в которой турбулентная вязкость ν_T определяется циркуляцией вихря Γ_B [8]^

$$\frac{\nu_T}{\nu} = \Lambda^2 \left(\frac{\Gamma_B}{\nu} \right)^{1/2}, \quad (1)$$

где ν – кинематическая вязкость ; $\Lambda = 0,7 \dots 1,2$.

По опытным данным работы [8] для вихря перетекания в плоской турбинной решетке $\Lambda \approx 1,32$ независимо от зазора. Здесь циркуляция Γ_B представляет собой циркуляцию вихря перетекания как суммарную интенсивность вихревой пелены, сходящей с конца лопатки. С увеличением радиального зазора

эта циркуляция возрастает до значения циркуляции вокруг профиля при некоторой “предельной” величине зазора $\Delta_{\Gamma_{\text{пр}}}$, при которой торцовая стенка корпуса не оказывает влияния на обтекание конца лопатки, а вихрь перетекания становится аналогичным индуктивному вихрю на конце лопасти винта или крыла.

Интенсивность вихря перетекания определяется как величиной радиального зазора, так и перепадом давления на профиле конца лопатки. Причем, перепад давления, в свою очередь, характеризуется циркуляцией около профиля лопатки, которые с увеличением радиального зазора уменьшаются. Поэтому связь между циркуляцией вихря перетекания и величиной радиального зазора в простейшем виде можно выразить произведением двух переменных $\Gamma_{\text{в}} \sim \Gamma \cdot \Delta_{\Gamma}$, где $\Gamma = f(\Delta_{\Gamma})$. Если эту пропорцию подчинить граничным условиям, при которых $\Gamma_{\text{в}} = 0$ при $\Delta_{\Gamma} = 0$ и

$$\Gamma_{\text{в}} = \Gamma_{\text{вmax}} \text{ при } \Delta_{\Gamma} = \Delta_{\Gamma_{\text{пр}}},$$

где $\Delta_{\Gamma_{\text{пр}}}$ – предельное значение радиального зазора, при котором циркуляция вихря достигает максимальной величины, составляющей определенную часть циркуляции на конце лопатки $\Gamma_{\text{к}}$ (т.е. $\Gamma_{\text{вmax}} = k\Gamma_{\text{к}}$), то можно предложить формулу

$$\bar{\Gamma}_{\text{в}} = (A - \bar{\Delta}_{\Gamma}) \cdot \bar{\Delta}_{\Gamma}, \quad (2)$$

где $\bar{\Gamma}_{\text{в}} = \Gamma_{\text{в}} / \Gamma_{\text{вmax}}$, $\bar{\Delta}_{\Gamma} = \Delta_{\Gamma} / \Delta_{\Gamma_{\text{пр}}}$ – относительные величины циркуляции вихря перетекания и радиального зазора; $A = k + 1$; k – коэффициент пропорциональности. Эта формула хорошо согласуется с экспериментальными данными для компрессорного колеса [5] при $A=2,0$ ($k=1,0$) и $\Delta_{\Gamma_{\text{пр}}} = 0,05b$ (b – хорда лопатки) и для турбинной решетки [8] при $A=1,5$ и $\Delta_{\Gamma_{\text{пр}}} = (0,05 \dots 0,06)b$. Циркуляция $\Gamma_{\text{к}}$, согласно теореме Н.Е. Жуковского о подъемной силе профиля лопатки в решетке, выражается формулой

$$\Gamma_{\text{к}} = C_y b \frac{w_{\text{ма}}}{2 \sin \beta_m} \left(1 + \frac{C_x}{C_y} \text{Ctg} \beta_m \right), \quad (3)$$

где C_y , C_x – коэффициенты подъемной силы и аэродинамического сопротивления; $w_{\text{ма}}$ – осевая проекция среднегеометрической относительной скорости потока и β_m – угол направления этой скорости относительно окружного направления.

Коэффициент подъемной силы связан с поворотом потока в решетке зависимостью

$$C_y \frac{b}{t} \frac{1}{2 \sin \beta_m} = (\text{Ctg} \beta_1 - \text{Ctg} \beta_2) = \frac{\Delta w_u}{c_a}, \quad (4)$$

где t – шаг решетки; β_1 и β_2 – углы направления потока на входе и выходе из решетки; Δw_u – приращение окружной проекции скорости при прохождении потока через решетку; $c_a = w_{\text{ма}}$.

Связь коэффициента сопротивления с коэффициентом потерь полного давления $\xi = 2\Delta p^* / \rho_1 w_1^2$

$$\text{имеет вид } \xi = C_x \frac{b \sin^2 \beta_1}{t \sin^3 \beta_m}.$$

Циркуляция вихря перетекания $\Gamma_{\text{в}}$, диффузия которого вносит существенный вклад в потери, связанные с радиальным зазором, характеризуется интенсивностью вихревой пелены, определяющей турбулентные напряжения. Поэтому целесообразно в расчетных методах иметь информацию о распределении завихренностей ω . Уравнение движения в форме завихренности

$$\frac{\partial \bar{\omega}}{\partial t} + \bar{\nabla} \times (\bar{\omega} \times \bar{c}) = 0, \quad (5)$$

или с учетом уравнения неразрывности $\bar{\nabla} \cdot \bar{c} = 0$ –

$$\frac{\partial \bar{\omega}}{\partial t} + (\bar{c} \cdot \bar{\nabla}) \bar{\omega} = (\bar{\omega} \cdot \bar{\nabla}) \bar{c}, \quad (6)$$

после задания в цилиндрической системе координат и последующего пересчета проекций вихрей в систему координат линий тока, позволяет судить по завихренностям о распределении турбулентных напряжений, ввиду выявленных корреляций турбу-

лентное напряжение-вихрь [6]. Составляющие завихренностей могут быть определены также по градиентам скоростей или давлений [8]. Дополнительно отметим, что согласно уравнению Пуассона $\nabla^2 \psi = \bar{\omega}$, где ψ – функция тока, завихренности должны принимать постоянные значения на линиях тока, т.е. $\omega = \omega(\psi)$. Эта особенность, как отмечалось выше, наблюдается в реальных условиях за решетками профилей для оси вихря перетекания [5, 8].

Таким образом, изложен детальный анализ вихревой структуры течения в области радиального зазора рабочего колеса турбомшины. Предложены зависимости интенсивности вихря перетекания от величины радиального зазора, которые позволяют получать данные о турбулентной вязкости, необходимые при решении уравнений движения в межлопаточных каналах. Дальнейшие исследования целесообразно проводить по установлению взаимосвязей между интенсивностями вихрей перетекания, “парного” и “скребкового”, развитием пограничного слоя на корпусе и турбулентными напряжениями.

Литература

1. Макнэлли, Сокол. Обзор методов расчета внутренних течений в применении к турбомашинам // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Теоретические основы инженерных расчетов. – 1985. – Т. 107, № 1. – С. 103 – 122.
2. Ха. Метод расчета трехмерных турбулентных течений в каналах турбинных решеток на расчетных и нерасчетных режимах с применением уравнений Навье – Стокса // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки. – 1984. – Т. 106, № 2. – С. 72 – 80.
3. Ха. Численное моделирование вторичных течений и перетеканий через радиальный зазор в изолированном рабочем колесе осевого компрессора // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки. – 1986. – № 1. – С. 14 – 21.
4. Пандия, Лакшминараяна. Исследование структуры потока в области радиального зазора внутри и на выходе из межлопаточного канала рабочего колеса компрессора // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки. – 1983. – Т. 105, № 1. – С. 1 – 16.
5. Иноуэ, Куроумару, Фукухара. Экспериментальное исследование протекания газа через радиальный зазор в осевом компрессоре // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки. – 1986. – № 1. – С. 6 – 14.
6. Иноуэ, Куроумару. Трехмерная структура и затухание вихрей за осевой вращающейся решеткой лопаток // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки. – 1984. – Т. 106, № 3. – С. 21 – 29.
7. Грэхэм. Исследование течения в концевых зазорах решеток турбинных лопаток на гидравлической модели // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки. – 1986. – № 1. – С. 40 – 50.
8. Ярас, Шоландер. Развитие течения, вызванного утечкой через радиальный зазор у концов лопаток, за прямой турбинной решеткой. Поле завихренности // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Современное машиностроение. – 1991. – № 3. – С. 123 – 132.
9. Хаббаз Г., Сену Я. Влияние торцевого зазора на границу срыва в прямолинейной решетке компрессорных лопаток // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Техническая механика. – 1961. – Т. 83, № 3. – С. 72 – 83.
10. Пуагар, Гальмес, Лакшминараяна. Экспериментальное исследование пограничного слоя на лопатках ротора компрессора // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки. – 1985. – Т. 107, № 2. – С. 81 – 91.

Поступила в редакцию 28.05.2004

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. Ю.А. Крашаница, Национальный аэрокосмический университет, «ХАИ», Харьков; д-р техн. наук, проф. А.Л. Шубенко, ИПМаш НАНУ, Харьков.