

ВЛИЯНИЕ РАДИАЛЬНОГО ЗАЗОРА НА ГРАНИЦУ СРЫВА ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Розглянуто особливості впливу радіального зазору на межу стійкої роботи осевих компресорних ступенів. На підставі аналізу результатів експериментальних досліджень вказано на різний характер зміни величини витратної складової швидкості на межу обертового зриву, в різних ступенях. Показано, що для багатоступінчатого осевого компресора запаси газодинамічної стійкості визначаються положенням лінії робочих режимів

Ключові слова: ступінь, осевий компресор, радіальний зазор, обертовий зрив, характеристика, щільні втрати

Рассмотрены особенности влияния величины радиального зазора на границу устойчивой работы осевых компрессорных ступеней. На основании анализа результатов экспериментальных исследований указано на различный характер изменения величины расходной составляющей скорости на границе срыва в разных ступенях. Показано, что для многоступенчатого осевого компрессора запасы газодинамической устойчивости будут определяться положением линии рабочих режимов

Ключевые слова: ступень, осевой компрессор, радиальный зазор, вращающийся срыв, характеристика, щелевые потери

Е. А. Ковалева

Кандидат технических наук, преподаватель
Харьковского национального экономического
университета
пр. Ленина, 9-А, г. Харьков, Украина, 61001
E-mail: katenokk84@mail.ru

В. А. Коваль

Доктор технических наук, старший научный сотрудник
Института проблем машиностроения
им. А.Н. Подгорного НАН Украин,
ул. Д. Пожарского, 2/10, г. Харьков, Украина, 61046
E-mail: turbogaskoval1@rambler.ru

В. В. Романов

Кандидат технических наук, директор по
энергетическим программам и комплектным объектам
ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе»
ул. Горького, 58, г. Сумы, Украина, 40004
E-mail: romanov_v@frunze.com.ua

1. Введение

Исторически вопрос относится к 50 годам прошедшего столетия, когда в ЦКТИ экспериментально было установлено смещение границы вращающегося срыва в осевых компрессорных ступенях К-100-2 и К-100-4 при увеличении радиального зазора в сторону меньших расходов [1]. Однако дальнейшие опытные исследования в ХАИ не подтвердили общности этих результатов. Здесь был установлен иной характер изменения $C_{асрв}$ в зависимости от величины Δr для ступени с относительным диаметром втулки $\bar{d} = 0,57$, близкой к ступени ЦКТИ, граница срыва смещалась влево при увеличении радиального зазора, а для ступени с $\bar{d} = 0,83$ с ростом $\Delta r - C_{асрв} \approx \text{const}$ [2] (рис. 1).

Кривая 4 соответствует экспериментальным данным, полученным в ЦАГИ [3]; здесь при значениях $0 < \Delta r < 2\%$ величина $\bar{C}_\alpha = C_{асрв} / C_{асрв \Delta r \min}$ растет, а при больших значениях Δr – остается примерно постоянной.

Результаты опытных исследований, проведенных в настоящее время, не внесли определенности в решение вопроса о характере влияния величины радиального зазора на границу устойчивой работы осевой компрессорной ступени. Например, на рис. 1, б показаны зави-

симости \bar{C}_α от $\Delta r = \Delta r/h$, полученные при трех разных углах установки лопаток рабочего колеса (РК) вентилятора – $\Delta\beta = 0^\circ, -6^\circ$ и $+6^\circ$ [4], а также зависимость \bar{C}_α от $\Delta r = \Delta r/\Delta r_{\text{проект}}$ для РК с $\bar{d} = 0,61$ по данным работы [5]. В последнем случае оптимальное значение Δr соответствует проектному решению для радиального зазора, в остальных вариантах – наблюдается снижение запасов газодинамической устойчивости ступени. Смещение границы срыва влево по расходу при уменьшении Δr связывают с наличием зоны трехмерного отрыва в угловой области сопряжения спинки лопатки с корпусом. Эта зона уменьшается при увеличении радиального зазора до оптимального (проектного) значения. Этот положительный эффект иногда объясняют противодействием вихревому вторичному течению, которое направлено к спинке лопатки.

Приведенные выше данные свидетельствуют о неоднозначности влияния радиального зазора как на границу срыва ступени, так и на характеристики вязкого пристенного течения (торцевого пограничного слоя), который может существенно влиять на диапазон устойчивой работы машины [6]. Это позволяет отнести эту задачу к разряду наиболее актуальных.

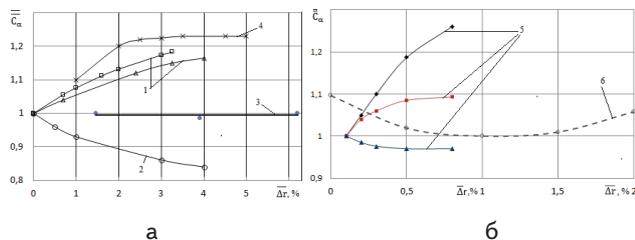


Рис. 1. Влияние радиального зазора на границу вращающегося срыва:
 а – по данным [1–3]; б – по данным [4]: —◆— $\Delta\beta = 0^\circ$,
 —■— $\Delta\beta = +6^\circ$, —▲— $\Delta\beta = -6^\circ$; - - -○- - - по данным [5]

2. Анализ возможности обобщения результатов опытных и расчетных исследований

На стадии ранних экспериментальных исследований были предприняты попытки выявить обобщенные зависимости в виде $\overline{C_{axrv}} = f(\overline{C_{opt}}, \overline{N_{opt}}, \overline{\Delta r})$ на основе анализа полей параметров по высоте лопаток (скоростей и углов потока), а также напорных характеристик различных ступеней [2]. Считают, что изменение радиального зазора приводит к перераспределению углов атаки и, как следствие, к изменению границ устойчивой работы машины. Однако благодаря уже достаточному количеству накопленных данных такое обобщение вряд ли возможно в силу отмеченных выше обстоятельств.

Действительно, если проанализировать изменение радиальных полей углов и осевых составляющих скорости потока за РК различных ступеней, показанных на рис. 2, можно сделать вывод о неоднозначности влияния изменения радиального зазора на границу вращающегося срыва.

Из рис. 2,а видно, что в диапазоне значений $\overline{\Delta r} = 0,97...1,65\%$, где наблюдается значительный рост па-

раметра $\overline{C_{ax}}$ при увеличении радиального зазора (кривая 4 на рис.1,а), радиальные эпюры $\overline{C_{ax}}$ претерпевают незначительное изменение. В области значений $\overline{\Delta r} = 2,31...4,45\%$, когда $\overline{C_{ax}} \approx const$, поля осевой скорости существенно расслаиваются (кривые 3 – 5). Это свидетельствует об отсутствии общности утверждения относительно влияния радиального зазора на деформацию эпюр $C_{ax} = f(r)$. Авторам известны и другие примеры подобного влияния изменения $\overline{\Delta r}$ на $C_{ax}(r)$, установленные экспериментальным путем.

Эпюры углов потока за РК (отсчитываются от оси машины), показанные на рис. 2,б, также не вносят определенности о характере изменения величины $\overline{C_{ax}}$ в зависимости от радиального зазора. Видно, что существенное перестроение течения по высоте лопатки при увеличенном в два раза радиальном зазоре ($\overline{\Delta r} = 2,0$) соответствует лишь 5-процентному смещению $\overline{C_{axrv}}$ вправо, в то время как при 10-процентном уменьшении запасов по срыву наблюдается деформация эпюры углов только в периферийной части лопаточного венца.

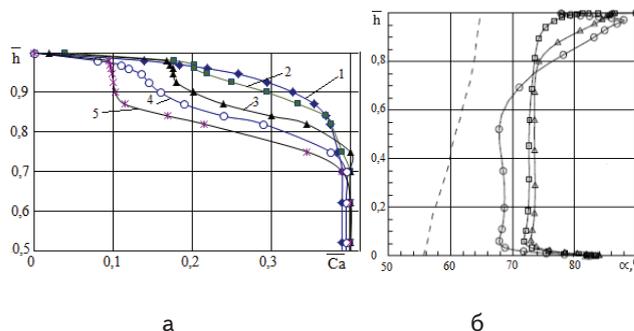


Рис. 2. Распределение вдоль высоты лопатки осевой скорости [3] (а) и углов потока [4] за РК (б) на предсрывном режиме работы ступеней: а – $\overline{\Delta r}, \%$:
 0,97 – (1); 1,65 – (2); 2,31 – (3); 2,97 – (4); 3,6 – (5);
 4,45 – (6), б – $\overline{\Delta r}$: —□— 0,0; —△— 1,0; —○— 2,0;
 - - - - - проектные значения

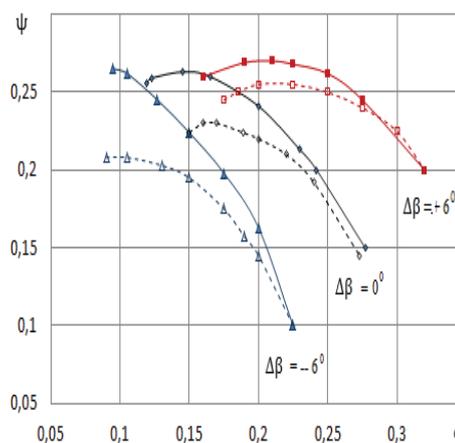


Рис. 3. Напорные характеристики ступени при различных углах $\Delta\beta$ и зазорах $\overline{\Delta r}$ [4]

Условие $d\psi/d\phi = 0$ часто применяемое при определении [6], также не является надежным критерием оценки момента потери устойчивости движения в осевой компрессорной ступени [2].

Напорные характеристики, показанные на рис. 3, свидетельствуют об этом. Видно, что взаимное расположение ветвей $\psi = f(\phi)$ при различных углах установки лопаток РК и величинах $\overline{\Delta r}$ не позволяет установить общие закономерности (количественные и качественные), связанные с влиянием радиального зазора на $\overline{C_{axrv}}$ (рис. 1,б).

Таким образом, на основе анализа результатов экспериментальных исследований можно сделать вывод о невозможности построения обобщающих зависимостей для оценки границы срывных режимов в осевой компрессорной ступени в зависимости от величины радиального зазора. Следует отметить, что известные критериальные соотношения $\overline{\alpha}_s = 1, \overline{\phi}_r = 1, \overline{\phi}_c = 1, D_f = 1$ и другие, основанные на предельной степени торможения потока в плоском или круглом эквивалентном диффузоре, не учитывают влияния величины Δr как в явном, так и неявном

виде [2]. Большая погрешность в определении $\bar{C}_{\text{срв}}$ с помощью этих соотношений (в среднем $\pm 18\%$), измеримая с эффектом влияния радиального зазора (рис. 1), делает невозможным их применение для количественных оценок рассматриваемой задачи.

В связи с интенсивным ростом вычислительных возможностей и развитием 3-D CFD программных комплексов в последнее десятилетие расчетно-теоретический анализ отдельно взятого вопроса, связанного с оценкой влияния Δr на $\bar{C}_{\text{срв}}$, не является актуальным. Используя постоянно совершенствующиеся модели турбулентной вязкости, вычислительные схемы и пре- и постпроцессорные процедуры, задача решается комплексно для любой ступени или всего компрессора [7]. Вместе с тем при построении расчетной схемы определения $\bar{C}_{\text{срв}}$ в качестве физической модели некоторые зарубежные авторы используют результаты численных исследований структуры течения в радиальном зазоре. При этом начало образования вращающегося срыва связывают с особенностями формирования вихревого шнура (струи), возникающего у передней кромки лопатки РК со стороны корытца в области радиального зазора [8, 9]. Вследствие «соскабливающего» действия рабочей лопатки поперечное перетекание среды через радиальный зазор в виде вихревой пелены сворачивается в вихревой шнур (Tip Leakage Vortex – TLV) (рис. 4,а). По мере роста давления (уменьшении расходной составляющей скорости) увеличивается интенсивность поперечного перетекания через радиальный зазор, и вихревой шнур в предельном положении (перед возникновением срыва) располагается фронтально в области передних кромок лопаток РК (Interface) (рис. 4,б).

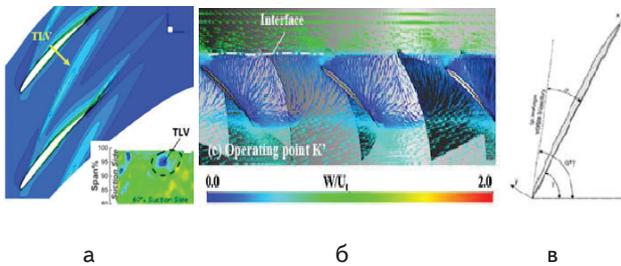


Рис. 4. Образование вихревого шнура в области радиального зазора (а) и его фронтальное расположение перед вращающимся срывом (б, в)

Фронтальное положение вихревого шнура позволило авторам работы [10], а также другим исследователям предложить достаточно простую схему прогнозирования момента возникновения вращающегося срыва, которая основана на геометрических соотношениях между расположением струи и решетки профилей (рис. 4,в). В результате статистической обработки результатов наблюдений эти авторы получили выражение, позволяющее оценить $\bar{C}_{\text{срв}}$ согласно выражению

$$85^\circ \leq \gamma + \arctan\left(\frac{K}{C_\alpha} \cdot \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}\right), \quad (1)$$

где γ – угол установки профиля в решетке; ΔP – перепад статического давления в решетке; ρ – плотность потока; K – коэффициент, принимаемый равным 0,7 для рабочей решетки и 0,2 для направляющего аппарата (для ступени в целом авторы предлагают $K = 0,46$).

Несложные расчеты с использованием экспериментальных данных для ступени высоконагруженного вентилятора С-12 [2] показывают, что при $K = 0,7$ и $C_{\text{а срв}} = 0,3$ $\gamma_{\text{срв}} = 77,7^\circ$, а если $K = 0,46$, то $\gamma_{\text{срв}} = 65,8^\circ$. В первом случае величина $\gamma_{\text{срв}} = 77,7^\circ$ соответствует $\bar{C}_{\text{а срв}} = 0,212$, т.е. вращающийся срыв возникает гораздо раньше, чем в действительности ($\bar{C}_{\text{а срв}} = 0,296$). Однако, как показано в работе [2], в ряде экспериментальных и численных исследований структуры течения с помощью 3-D пакетов у концов передних кромок лопаток РК перед возникновением вращающегося срыва не был обнаружен фронтально расположенный вихревой шнур. Кроме того, указано на недостаточную точность определения $\bar{C}_{\text{а срв}}$ с помощью 3-D комплексов, которая соответствует погрешности в 10...20%. Это является неприемлемым при анализе влияния радиального зазора на границу устойчивой работы ступени (рис. 1).

С учетом рассмотренных выше особенностей проявления эффекта влияния Δr на $\bar{C}_{\text{а срв}}$ можно сделать вывод о том, что при построении расчетной схемы решения задачи необходимо комплексно учитывать влияние газодинамических и конструктивных параметров ступени на границу ее устойчивой работы. Среди этих параметров – интегральные характеристики $\delta^*, \delta^{**}, \delta^{***}, \delta_t^*, \delta_t^{**}, \delta_t^{***}$ профильного и торцевого пограничных слоев (именно вязкие течения являются первопричиной вращающегося срыва), напорная характеристика ступени, конструктивные данные $\tau = b/t, h = h/b, d = D_n/D_k$.

На основе анализа устойчивости движения потока в осевой компрессорной ступени с использованием вариационного принципа максимума потока механической энергии получено соотношение для определения $\bar{C}_{\text{а срв}}$ в виде [11]

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^2 H}{\partial C_\alpha^2} C_\alpha + 2 \frac{\partial H}{\partial C_\alpha} \leq 2 \left\{ \left(\frac{\partial^2 H}{\partial C_\alpha^2} C_\alpha + 2 \frac{\partial H}{\partial C_\alpha} \right) \times \right. \\ & \times \left(\bar{\delta}_t^* + \bar{\delta}_t^{***} \right) + 2 \left(\frac{\partial H}{\partial C_\alpha} C_\alpha + H \right) \times \\ & \times \left(\frac{\partial \bar{\delta}_t^*}{\partial C_\alpha} + \frac{\partial \bar{\delta}_t^{***}}{\partial C_\alpha} \right) + H C_\alpha \left(\frac{\partial^2 \bar{\delta}_t^*}{\partial C_\alpha^2} + \frac{\partial^2 \bar{\delta}_t^{***}}{\partial C_\alpha^2} \right) + \\ & + h \frac{1+d}{1-d} \left[\left(\frac{\partial^2 H}{\partial C_\alpha^2} C_\alpha + 2 \frac{\partial H}{\partial C_\alpha} \right) \times \right. \\ & \times \left(\bar{\delta}_T^* + \bar{\delta}_T^{***} \right) + 2 \left(\frac{\partial H}{\partial C_\alpha} C_\alpha + H \right) \times \\ & \left. \left. \times \left(\frac{\partial \bar{\delta}_T^*}{\partial C_\alpha} + \frac{\partial \bar{\delta}_T^{***}}{\partial C_\alpha} \right) + H C_\alpha \left(\frac{\partial^2 \bar{\delta}_T^*}{\partial C_\alpha^2} + \frac{\partial^2 \bar{\delta}_T^{***}}{\partial C_\alpha^2} \right) \right] \right\} \end{aligned} \quad (2)$$

Входящие в это уравнение интегральные толщины профильного и торцевого пограничных слоев нормированы соответственно по параметрам b и h , нижние индексы T и t определяют принадлежность к торцевому пограничному слою (T) и окружному направлению решетки (t).

Следует отметить, что в уравнение (2) параметр $\bar{\Delta}r$ в явном виде не входит и его однозначное влияние на $\bar{C}_{acrв}$ не выявлено. Вместе с тем от величины радиального зазора зависят щелевые потери, определяемые выражением

$$\zeta_{щ} = 0,5\bar{\Delta}r \cdot \tau \cdot C_y^{\frac{3}{2}} \frac{\sin^3 \beta_1}{\sin^3 \beta_m} \quad (3)$$

и, следовательно, напор ступени, а в дополнение с торцевыми потерями – распределение параметров потока по высоте лопатки. Подробно этот вопрос рассмотрен в работе [2].

Вместе с тем необходимо учитывать следующее: в отличие от изолированной ступени, влияние радиального зазора на границу срыва многоступенчатого компрессора при работе его в системе ГТД проявляется и через напор и КПД, которые с ростом $\bar{\Delta}r$ всегда уменьшаются. В этом случае запасы газодинамиче-

ской устойчивости ΔK_y будут определяться положением линии рабочих режимов на характеристике компрессора в зависимости от принятого закона (программы) регулирования ГТД, что устанавливается в результате математического моделирования машины.

Решение уравнения совместной работы турбины и компрессора, записанного в виде

$$\frac{\pi_k^*}{\sqrt{\left(\frac{\pi_k^{*0.286}}{\eta_k^*} - 1\right)}} = q(\lambda_b) \times \frac{(m_b/m_\Gamma)(f_b/f_{ca})}{q(\lambda_{ca})\sigma_{ca}\sigma_{rc}\sqrt{\frac{C_{p\Gamma}}{C_p}\varepsilon_T^*\eta_\Gamma^*\eta_m}} \sqrt{\left(1+q_T - \Delta\overline{G}_{окл}^{стг}\right)}, \quad (4)$$

где $\varepsilon_T^* = \left[1 - \frac{1}{(\sigma_{вх}\pi_k^*\sigma_{rc}\sigma_c\pi(\lambda_{cs}))^{0.248}}\right]$, свидетельствует

о том, что при снижении η_k^* линия рабочих режимов двигателя смещается в сторону большего температурного луча и, в зависимости от положения линии $q(\lambda_b)_{срв}$ на характеристике компрессора, величина ΔK_y может изменяться в разных направлениях.

Литература

1. Гофлин, А.П. Аэродинамический расчет проточной части осевых компрессоров для стационарных установок [Текст]/ А.П. Гофлин – М., Л.: Машгиз, 1959. – 303 с.
2. Коваль, В.А. Особенности рабочих процессов в газотурбинных и парогазовых энергетических установках и их элементах [Текст] / В.А. Коваль, В.Е. Михайлов, В.В. Романов, Е.А. Ковалева. – Харьков: Контраст, 2013. – 334 с.
3. Брусиловский, И.В. Аэродинамика осевых вентиляторов [Текст]/ И.В. Брусиловский. – М.: Машиностроение, 1984. – 240 с.
4. Karstadt, S. The influence of tip clearance on the acoustic and aerodynamic characteristics of fans [Текст]/ S. Karstadt, M. Hess, V. Matyschok, P. F. Pelz // Proc. of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and air. GT2010 – 22082, 14 – 18 June 2010. – Glasgow, UK, 2010. – 9 pp.
5. Limin, G. The effect of clearance on the performance of contra-rotating compressor [Текст]/ G. Limin, L. Xiaojun, P. Xudong, L. Bo // Proc. of ASME Turbo Expo 2012: Power for Land, Sea and air. GT2012 – 68801, 11 – 15 June 2012. – Copenhagen, Denmark, 2012. – 10 pp.
6. Кампти, Н. Аэродинамика компрессоров: пер. сангл. [Текст]/ Н. Кампти. – М.: Мир, 2000. – 688 с.
7. Шелковский М.Ю. Верификация программного комплекса ANSYS CFX для численного анализа трехмерного вязкого течения в компрессоре [Текст]/ М.Ю. Шелковский//Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – № 3/10 (57). – С. 60 – 68.
8. Nishioka, T. Characteristics of End-Wall Flow at Spike and Modal Stall Inceptions in a Variable-Pitch Axial-Flow Fan [Текст]/ T. Nishioka, T. Kanno, H. Hayami // ASME Paper. – 2007. – № GT 2007 – 277383. – 12 pp.
9. Cleveland, P.S. Results of an advanced fan stage operating over a wide range of speed & bypass ratio – part 1: fan stage design and experimental results [Текст]/ Cleveland, P. S. Prahst, S. A. Thorp // Proc. of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and air. GT2010–22825, 14 – 18 June 2010. – Glasgow, UK, 2010. – 14 pp.
10. Hah, C. Characteristics of tip clearance flow instability in a transonic compressor [Текст]/ C. Hah, M. Voges, M. Mueller, H.-P. Schiffer // Proc. of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and air. GT2010 – 20101, 14–18 June 2010. – Glasgow, UK, 2010. – 12 pp.
11. Коваль, В.А. Развитие методов прогнозирования срывных режимов осевых компрессоров газотурбинных двигателей [Текст]/ В.А. Коваль, Е.А. Ковалева, В.В. Романов, В.Е. Спицын // Насосы. Турбины. Системы. – Воронеж: Научная книга. – 2012. – №2. – С. 42 – 52.