

УДК 621.513:62.004.58

И. И. РЕДИН, М. А. ШЕВЧЕНКО

Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Украина

ДИАГНОСТИКА ПРЕДПОМПАЖНОГО СОСТОЯНИЯ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА С НАДРОТОРНЫМ УСТРОЙСТВОМ

Приведены результаты экспериментальных и расчётных исследований неустойчивых течений в осевом компрессоре с надроторным устройством. Сформулированы особенности перехода на режим вращающегося срыва (с разрывом характеристики) осевым компрессором с надроторным устройством. Показано, что за счёт стабилизации режима частичного вращающегося срыва обеспечены условия для формирования надёжного диагностического сигнала предпомпажного режима работы осевого компрессора с надроторным устройством. Предложены методики оценки информативных критериев обнаружения предпомпажного режима компрессора. Выполнено сравнение результатов расчётов с экспериментальными данными. Показано их качественное и количественное соответствие эксперименту.

Ключевые слова: надроторное устройство, газодинамическая устойчивость, осевой компрессор, вращающийся срыв, помпаж.

Введение

Постановка проблемы и анализ публикаций

С развитием авиационного двигателестроения, тенденция в области компрессоростроения направлена на минимизацию количества ступеней в осевых компрессорах (ОК), в связи с чем возникает проблема обеспечения газодинамической устойчивости (ГДУ) из-за высокой аэродинамической нагруженности лопаточных венцов ступеней. Другими причинами возникновения нарушения ГДУ (в частности, помпажа) могут быть:

- увеличение температурной неравномерности за счёт попадания струи горячих газов при запуске ракеты или стрельбе;
- увеличение неравномерности по давлению при больших углах атаки или попадание в полосу взрывной волны;
- разрушение лопаток рабочего колеса компрессора;
- попадание в двигатель посторонних предметов;
- сбои в работе системы управления двигателя или управляемого воздухозаборника;
- сильный боковой ветер при запуске двигателя [1].

Помпаж приводит к различным проблемам в газотурбинном двигателе, таким как: выход из строя лопаток компрессора, рост температуры газов и перегрев лопаток турбины, низкочастотные вибрации и др. [2].

Вследствие этого возникает проблема диагностирования предпомпажного состояния компрессора.

Все известные устройства и сигнализаторы можно условно разделить на три группы:

- сигнализаторы помпажного состояния;
- косвенные сигнализаторы и устройства, предупреждающие о состоянии самолёта, двигателя или других систем, которые могут привести к помпажным процессам;
- сигнализаторы предпомпажного состояния двигателя [1].

В работах [3, 4] показано, что развитие зон вращающегося срыва в компрессоре может являться универсальным предвестником возникновения помпажного режима.

В работах [1, 2, 5, 6] приведены различные методики диагностирования предпомпажного состояния, однако не уделено достаточного внимания надроторным устройствам (НРУ). В то же время известно, что одним из путей решения проблемы увеличения ГДУ является применение НРУ [7 - 10].

Опубликованные экспериментальные и расчётные данные демонстрируют ряд эффектов, связанных с влиянием кольцевых канавок (КК) на характеристики и общую картину течения. Однако нет чётко сформулированных методик, позволяющих диагностировать границу ГДУ в ОК с НРУ. В связи с этим актуальна задача их разработки.

Целью данной работы является разработка методик диагностирования предпомпажного состояния осевого компрессора с НРУ.

Методика диагностирования предпомпажного состояния ОК с НРУ по частотным характеристикам пульсаций давления в КК

В целях исследования предпомпажного состояния осевого компрессора были проведены эксперименты с детальным измерением параметров нестационарного течения.

В качестве объекта исследования использована одна из последних ступеней многоступенчатого компрессора авиационного двигателя, имеющая цилиндрическую проточную часть и следующие геометрические параметры: относительный диаметр втулки $\overline{d}_1 = 0,843$; наружный диаметр $D_k = 0,346$ м; удлинение лопатки РК $\overline{h}_{\text{РК}} = 1$; густоту решётки рабочего колеса (РК) на среднем радиусе $(b/t)_{\text{РК}} = 1,18$; хорду профиля РК (постоянную по высоте лопатки) $b_{\text{РК}} = 30$ мм.

Ступень – двухвенцовая (рабочее колесо + направляющий аппарат). Вход в РК и выход из направляющего аппарата (НА) – осевой.

Надроторное устройство было конструктивно выполнено в виде кольцевой вставки в корпусе компрессора над лопатками рабочего колеса. Осевая протяжённость её равна осевой проекции хорды. Пять кольцевых канавок имели одинаковую геометрию: глубину 5 мм и ширину 2 мм.

Опытные исследования проводили на экспериментальном стенде Национального аэрокосмического университета им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», предназначенном для испытаний одно- и двухступенчатых осевых компрессоров.

Частота вращения вала составляла около 8000 об/мин.

Число Рейнольдса, определённое по относительной скорости потока на среднем радиусе во входном сечении рабочего колеса, изменялось в диапазоне $(4,5 \dots 5,1) \cdot 10^5$.

Препарирование выполнено с помощью инъекционных игл длиной 105...110 мм с наружным диаметром 1,2 мм и внутренним - 0,8 мм, которые использовали в качестве присоединённых каналов при измерении пульсаций давления в полости КК устройства, а также в сечениях перед и за рабочим колесом. Собственная акустическая частота этих каналов, определённая по записи ступенчатого импульса, составляла 600 ± 50 Гц (расчётное значение используемого сложного канала системы «присоединённый канал + датчик» составляет 640 Гц).

В каждой кольцевой канавке установлен Г-образный приёмник полного давления, приёмное

отверстие которого повернуто в сторону, противоположную направлению вращения рабочего колеса. В первой кольцевой канавке таких приёмников было два и установлены они с центральным углом 50° . Приёмные отверстия $\varnothing 0,8$ мм приёмников статического давления выполнены на цилиндрических поверхностях канавок и гребешков [11].

Каждый из четырёх датчиков давления, использованных в данном исследовании, имеет по четыре активных тензорезистора, напылённых на мембрану (из кремнийорганического материала), с кольцом жёсткости на периферии. Толщины мембран составляют 35 ± 5 мкм, база – 5 мм. Собственная частота датчиков – 100 кГц. Каждый датчик статически тарировали перед опытом (и проверяли после его завершения) с тем каналом тензоусилителя и с тем каналом осциллографа, с которыми он осуществлял измерение при исследованиях. Во всем диапазоне измеряемых давлений каждая из четырёх систем «датчик – канал усилителя – канал осциллографа» имела стабильную линейную характеристику в виде $\Delta_{\text{осц}} = f(p_{\text{изм}})$, где $\Delta_{\text{осц}}$ – отклонение луча на экране осциллографа, $p_{\text{изм}}$ – измеряемое датчиком давление.

Для определения характера изменения пульсаций полного давления по радиусу в сечении за РК использовали одноканальный пневмозонд с Г-образным приёмником полного давления на базе иглы длиной 110 мм с внутренним диаметром $\varnothing 0,8$ мм.

Ранее при исследовании ступеней осевого компрессора с надроторными устройствами было обнаружено, что на предсрывных режимах работы в полости одиночной КК [12], а также в кольцевой канавке НРУ «лабиринтного» типа [13] при её установке над входной кромкой лопатки РК появляются упорядоченные пульсации полного давления с частотой, близкой к характерной частоте пульсаций на режиме вращающегося срыва. Амплитуда пульсаций по мере уменьшения суммарного расхода увеличивалась и резко возрастала при переходе на неустойчивый режим. Этот переход происходил скачком, с разрывом характеристики и образованием полного однозонного вращающегося срыва [7]. Причём установка надроторных устройств не меняла характера неустойчивости и её параметров, имевших место в случае гладкой проточной части (ГПЧ). Основной компонентой зарегистрированных пульсаций давления была тангенциальная составляющая в направлении вращения РК. Во всех проведенных исследованиях эти упорядоченные пульсации регистрировали на режимах по массовому расходу, характеризуемых коэффициентом расхода \bar{C}_a , которые меньше расхода, соответствующего границе устойчивости для ГПЧ ($\bar{C}_{a\text{Гур}}$). Эти результаты определили методику данного исследования, которая за-

ключалась в детальном изучении нестационарного течения в периферийной РК и в кольцевых канавках НРУ на предсрывных режимах работы.

Опыты показали, что по мере дросселирования в кольцевой канавке над входными кромками появляются наблюдавшиеся в ранее проведенных исследованиях [12, 13] упорядоченные пульсации (рис. 1, Б) с частотой, близкой к частоте полного вращающегося срыва. При одновременном подключении двух приёмников полного давления, установленных в этой кольцевой канавке, наблюдался фазовый сдвиг между соответствующими импульсами, который заметно возрос при переходе на режим полного вращающегося срыва. На режимах, $\bar{C}_a = 1,01 \dots 1,02 \bar{C}_{a\text{гур}}$ упорядоченные пульсации также регистрируются на входе в рабочее колесо и выходе из него в его периферийной области (рис. 1, А, В).

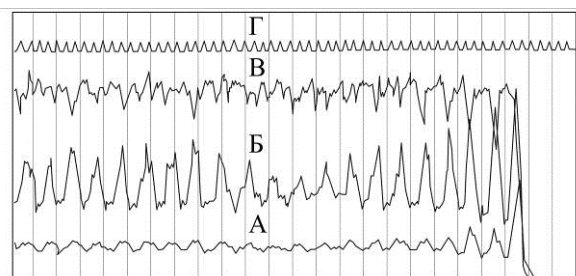


Рис. 1. Осциллограммы пульсаций полного давления в процессе перехода на режим полного вращающегося срыва (уменьшение расхода – слева направо): А – на входе в периферийную область рабочего колеса, Б – в кольцевой канавке над входными кромками лопаток рабочего колеса, В – на выходе из периферийной области рабочего колеса, Г – метка частоты вращения

Анализ характера пульсаций на предсрывном режиме (рис. 2, б) позволяет однозначно определить особенности изменения их амплитуды и знака вдоль хорды. В области от входной кромки до $x/b = 0,5 \dots 0,7$ наблюдаются всплески давления; область $x/b = 0,5 \dots 0,7$ является переходной, с ярко выраженной нестабильностью характера пульсаций, в остальной части – провалы давления. Траверсирование по высоте гребенкой полного давления за рабочим колесом показывает, что в радиальном направлении зона упорядоченных пульсаций ограничена верхней частью лопаточного венца. Наибольший уровень упорядоченных пульсаций наблюдается в области $\bar{\Gamma} = 0,96 \dots 0,97$. Этот уровень резко снижается при приближении к периферийной и более плавно – к тулочной ограничивающей торцевой поверхности (рис. 2, в).

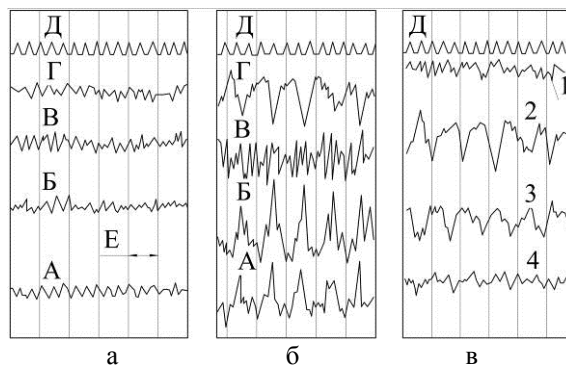


Рис. 2. Осциллограммы пульсаций давления в кольцевых канавках и за рабочим колесом: а – режим максимального КПД (А – в первой кольцевой канавке над входными кромками, Б – во второй кольцевой канавке, В – в четвертой кольцевой канавке, Г – за рабочим колесом); б – предсрывной режим, $\bar{C}_a = 1,015 \bar{C}_{a\text{гур}}$ (А, Б, В, Г – аналогично а); в – предсрывной режим (1 – $\bar{\Gamma} = 0,983$; 2 – $\bar{\Gamma} = 0,965$; 3 – $\bar{\Gamma} = 0,925$; 4 – $\bar{\Gamma} = 0,885$); Д – метка частоты вращения

При переходе на режим полного однозонного вращающегося срыва с разрывом характеристики, фазовое соотношение пульсаций давления на входе и выходе из РК аналогично показанному на рис. 2, б, хотя амплитуды пульсаций возрастают в 6-8 раз.

Особенности нестационарного течения, отражённые в приведенных опытных данных, свидетельствуют о том, что на периферии рабочего колеса с НРУ образуется слабый частичный срыв без разрыва характеристики компрессора [7]. Этот процесс имеет место на режимах по расходу $\bar{C}_a \leq \bar{C}_{a\text{гур}}$ для гладкой проточной части.

Исследование ступени в варианте гладкой проточной части показало, что по мере дросселирования и приближения к границе устойчивости в течение отдельных отрезков времени, не превышающих времени четырёх оборотов ротора, в периферийной области рабочего колеса наблюдается картина течения, аналогичная случаю с надроторным устройством. То есть в варианте гладкой проточной части также образуется и тут же разрушается зона слабого частичного срыва. Переход от частичного срыва к полному происходит практически мгновенно (три-четыре периода вращения зоны).

Установка НРУ позволяет зафиксировать эту фазу, стабилизировать режим частичного срыва, который не приводит к заметному изменению характеристики. Возможно, стабилизация такого режима происходит вследствие растекания зоны в кольцевых канавках НРУ и формирования положительной крутки основного потока на входе у концов

лопаток РК течением в канавке, направленным в сторону вращения ротора (рис. 3) [14].

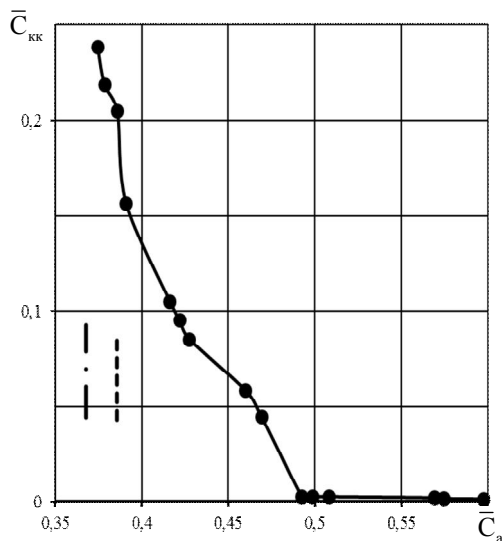


Рис. 3. Изменение скорости тангенциального течения в кольцевой канавке по режимам работы ступени $\left(\bar{C}_{kk} = C_{kk}/U_k\right)$:

----- граница ГДУ ступени с ГПЧ,
 - . - . - граница ГДУ ступени с КК

Скорость этого течения в процессе дросселирования до режимов $C_{aГур}$ практически равна нулю. Далее она начинает резко возрастать и достигает величины $0,25U_k$ при $\bar{C}_a = 1,015\bar{C}_{aГур}$ [9].

Таким образом, информативным критерием обнаружения предпомпажного режима компрессора является появление дискретной составляющей амплитудно-частотной характеристики пульсаций полного давления (в направлении вращения ротора) в полости КК НРУ, размещённой над входными кромками лопаток РК. Эта дискретная составляющая появляется на частоте однозонного вращающегося срыва. Она может служить запускающим импульсом для систем противопомпажной защиты.

Для расчётной оценки амплитудно-частотных характеристик течения использована нестационарная аналитическая модель двумерного течения несжимаемой жидкости в ступени осевого компрессора с цилиндрической проточной частью на основе работы [15]. Но в ней в отличие от модели [15] значения коэффициентов s_a и s_D определяют по известной опытной характеристике компрессора.

Модель разработана применительно к малым возмущениям параметров.

Уравнения движения

$$\frac{\partial C_a}{\partial t} + C_a \frac{\partial C_a}{\partial a} + \frac{C_u}{r} \frac{\partial C_a}{\partial \varphi} + \frac{\partial p}{\rho \partial a} = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial C_u}{\partial t} + C_a \frac{\partial C_u}{\partial a} + \frac{C_u}{r} \frac{\partial C_u}{\partial \varphi} + \frac{\partial p}{r \rho \partial \varphi} = 0 \quad (2)$$

и сохранения массы

$$\frac{\partial C_a}{\partial a} + \frac{\partial C_u}{r \partial \varphi} = 0 \quad (3)$$

линеаризованы путём получившего широкое распространения приёма. Действительный мгновенный параметр течения в данной точке представляют в виде суммы осреднённого во времени и отклонения действительного от осреднённого (пульсаций):

$$C_a = \tilde{C}_a + C'_a, \quad (4)$$

$$C_u = \tilde{C}_u + C'_u, \quad (5)$$

$$p = \tilde{p} + p'. \quad (6)$$

Подставляя выражения (4), (5), (6) в уравнения (1), (2), (3) и принимая во внимание только члены первого порядка, получают их линеаризованную форму

$$\frac{\partial C'_a}{\partial t} + \tilde{C}_a \frac{\partial C'_a}{\partial a} + \frac{\tilde{C}_u}{r} \frac{\partial C'_a}{\partial \varphi} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p'}{\partial z} = 0, \quad (7)$$

$$\frac{\partial C'_u}{\partial t} + \frac{\tilde{C}_u}{r} \frac{\partial C'_u}{\partial \varphi} + \tilde{C}_a \frac{\partial C'_u}{\partial a} + \frac{1}{r \rho} \frac{\partial p'}{\partial \varphi} = 0, \quad (8)$$

$$\frac{\partial C'_a}{\partial a} + \frac{1}{r} \frac{\partial C'_u}{\partial \varphi} = 0. \quad (9)$$

Поток в компрессоре носит периодический характер, поэтому пульсации параметров могут быть представлены действительной частью ряда Фурье

$$C'_a = \sum_1^{\infty} C'_{a_n}(a, t) e^{in\varphi}, \quad (10)$$

$$C'_u = \sum_1^{\infty} C'_{u_n}(a, t) e^{in\varphi}, \quad (11)$$

$$p' = \sum_1^{\infty} p'_n(a, t) e^{in\varphi}. \quad (12)$$

С учётом этого, для каждой гармоники ряд Фурье (уравнения (7), (8), (9)) записывают в следующей линеаризованной форме:

$$\frac{\partial C'_{a_n}}{\partial t} + \tilde{C}_a \frac{\partial C'_{a_n}}{\partial a} + \frac{in\tilde{C}_u}{r} C'_{a_n} + \frac{\partial p'_n}{\rho \partial a} = 0, \quad (13)$$

$$\frac{\partial C'_{u_n}}{\partial t} + \tilde{C}_a \frac{\partial C'_{u_n}}{\partial a} + \frac{\text{in}\tilde{C}_u}{r} C'_{u_n} + \frac{\text{inp}'_n}{r\rho} = 0, \quad (14)$$

$$\frac{\partial c'_a}{\partial a} + \frac{\text{in}\tilde{c}_u}{r} = 0. \quad (15)$$

Данную систему решают с помощью преобразования Лапласа

$$f(a, s) = \int_0^{\infty} f'(a, t) e^{-st} dt. \quad (16)$$

Приняв значения пульсаций всех параметров равным нулю в момент времени $t = 0$, уравнения (13), (14), (15) можно представить в виде

$$sC_{a_n} + \tilde{C}_a \frac{dC_{a_n}}{da} + \frac{\text{in}\tilde{C}_u}{r} C_{a_n} + \frac{dp_n}{\rho dz} = 0, \quad (17)$$

$$sC_{u_n} + \tilde{C}_a \frac{dC_{u_n}}{da} + \frac{\text{in}\tilde{C}_u}{r} C_{u_n} + \frac{\text{inp}_n}{r\rho} = 0, \quad (18)$$

$$\frac{dC_{a_n}}{da} + \frac{\text{in}}{r} C_{u_n} = 0. \quad (19)$$

Решение этой системы уравнений имеет вид

$$C_{a_n} = A_n e^{-\left(s + \frac{\text{in}\tilde{C}_u}{r}\right) \frac{a}{\tilde{C}_a}} + B_n e^{\frac{na}{r}} + C_n e^{\frac{na}{r}}, \quad (20)$$

$$C_{u_n} = \left(\frac{\tilde{C}_u}{\tilde{C}_a} - i \frac{sr}{n\tilde{C}_a} \right) A_n e^{-\left(s + \frac{\text{in}\tilde{C}_u}{r}\right) \frac{a}{\tilde{C}_a}} +$$

$$+ iB_n e^{\frac{na}{r}} + iC_n e^{\frac{na}{r}},$$

$$p_n = -\rho \left(\frac{sr}{n} + \tilde{C}_a + i\tilde{C}_u \right) B_n e^{\frac{na}{r}} +$$

$$+ \rho \left(\frac{sr}{n} + \tilde{C}_a + i\tilde{C}_u \right) C_n e^{\frac{na}{r}}. \quad (22)$$

Параметры A_n , B_n , C_n зависят от s (преобразованных форм нестационарных функций), определяются из граничных условий на входе и выходе из ОК и из условий совместности параметров потока выше и ниже по течению от каждой решётки.

Если возмущение давления $\delta p'$ вносится выше по течению от компрессора прямо в его проточной части (и при этом имеет периодический характер), то его влияние на характеристики компрессора не зависит от координаты сечения, в котором оно вно-

сится [15]. С целью упрощения задачи принимают, что выше по течению от компрессора поток безвихревой, возмущение вносится во входном сечении первого РК ($a = 0$), величина $\delta p'$ является стационарной и вещественной. Рассматривают компрессор с малыми межвенцовыми зазорами и с осевым выходом. Единственная система условий совместности параметров потока выше и ниже по течению от компрессора, согласно [15], имеет вид

$$C_{a_{n,1}} = C_{a_{n,N}}, \quad (23)$$

$$C_{u_{n,N}} = C_{a_{n,N}} \text{ctg } \alpha_N, \quad (24)$$

$$p_{n,N} - p_{n,1} = \left(\frac{d(\tilde{p}_N - \tilde{p}_N^*)}{d\tilde{C}_a} + \rho \tilde{C}_a \right) \tilde{C}_{a_{n,1}} -$$

$$- \left(\rho \omega r - \frac{\partial \Pi_{PK,1}}{\partial(\omega\rho)} \right) \tilde{C}_{u_{n,1}} - \rho r \tilde{C}_{a_{n,1}} \cdot$$

$$\cdot \sum_{k=1}^N \left[s(K_{PK,K} + K_{HA,K}) + \text{in}\omega K_{PK,K} \right] - \delta p_n,$$

где $\Pi_{PK,1}$ – стационарная функция потерь полного давления в первом рабочем колесе, определяемая из эксперимента;

$K_{PK,K}$ и $K_{HA,K}$ – параметры, учитывающие влияние сил инерции;

δp_n – n -я гармоника возмущения, внесенного во входном сечении компрессора.

Решение системы уравнений (1), (2) и (3) для каждой гармонике пульсаций давления в случае одноступенчатого компрессора имеет следующий вид:

$$p'_n(t) = \frac{\delta p'_n}{r(\lambda_n^2 + \Omega_n^2)(2 + n(c_R + c_F))}$$

$$\left[\left(\Omega_n (\sin\theta - \sin(\theta - \Omega_n t)) e^{n\lambda_n t} \right) + \right.$$

$$\left. \left(\lambda_n (\cos(\theta - \Omega_n t)) e^{n\lambda_n t} - \cos\theta \right) \right], \quad (26)$$

$$C_a + r e^{n\lambda_n t} (\lambda_n^2 + \Omega_n^2) \cos(\theta - \Omega_n t),$$

где λ_n' – декремент затухания возмущений;

Ω_n – угловая скорость распространения возмущения в окружном направлении;

p_n' – вносимое возмущение давления;

c_R и c_F – коэффициенты, зависящие от геометрии решёток рабочего колеса и направляющего аппарата;

n – номер гармоники.

Опытную характеристику компрессора используем в виде зависимости изменения коэффициента статического давления $\psi_s = \frac{P_{\text{ВЫХ}} - P_{\text{ВХ}}}{\frac{1}{2}\rho(\omega r)^2}$ от коэффициента расхода \bar{C}_a . Она аппроксимируется эмпирическим соотношением

$$\psi_s = 2(1 - c_D)(1 - \bar{C}_a \text{tg}\beta_2) - c_A \left((1 - \bar{C}_a \text{tg}\beta_1)^2 + (1 - \bar{C}_a (\text{tg}\beta_2 + \text{tg}\alpha_3))^2 \right), \quad (27)$$

где $\beta_1, \beta_2, \alpha_3$ – геометрические углы входа и выхода из решётки рабочего колеса, входа в решётку направляющего аппарата.

В качестве условия, определяющего режим возникновения вращающегося срыва, принимают известное соотношение

$$\frac{d(P_{\text{ВЫХ}} - P_{\text{ВХ}}^*)}{d\bar{C}_a} = 0. \quad (28)$$

При заданных (на основании опытных данных) значениях: коэффициента $\bar{C}_{a\text{ГУР}}$, определяющего границу газодинамической устойчивости, и ψ_s в точке, соответствующей режиму $1,01 \bar{C}_{a\text{ГУР}}$, из условия (28) и соотношения (27) определяют однозначно пару коэффициентов c_A и c_D . Влияние начального малого возмущения давления на устойчивость работы компрессора оценивают при внесении косинусоидального возмущения в виде

$$\delta p'_n = \delta p'_{\text{max}} \cos 60, \quad (29)$$

где $\delta p'_{\text{max}}$ составляло около 0,01 от статического давления на входе в ступень. При этом подразумевают, что такое возмущение может генерироваться шестью стойками переднего корпуса рабочей части стэнда осевого компрессора.

Анализ предсрывных режимов, соответствующих правой ветви характеристики компрессора, показывает, что возмущённый поток стремится к асимптотическому потоку с возмущениями конечной амплитуды. Время достижения асимптотического условия возрастает по мере приближения к границе газодинамической устойчивости.

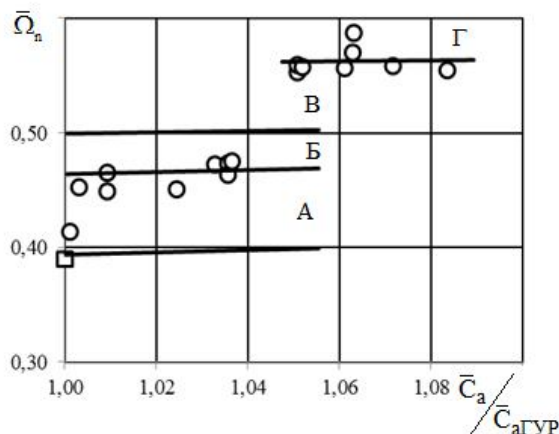


Рис. 4. Изменение угловой скорости распространения в окружном направлении пульсаций давления:

- – эксперимент (предсрывные режимы);
- – режим вращающегося срыва;
- – расчёт (номер гармоники: А – 1, Б – 5, В – 10, Г – 10⁶)

Сравнение результатов экспериментальных исследований компрессора и данных расчёта частот пульсаций давления показывает (рис. 4), что расчётная угловая скорость по первой гармонике, определённая для $\bar{C}_{a\text{ГУР}}$, отличается от опытного значения угловой скорости зоны вращающегося срыва не более чем на 1%. Расчётный диапазон частот удовлетворительно совпадает с диапазоном изменения частоты пульсаций давления, зарегистрированных в опыте при дросселировании от $\bar{C}_a = 1,08 \bar{C}_{a\text{ГУР}}$ до $\bar{C}_{a\text{ГУР}}$.

Методика диагностирования предпомпажного состояния по характерному изменению статического давления на стенке корпуса компрессора с НРУ

Проведенные опытные исследования показали, что появление развитого отрыва приводит к изменению характера распределения давления на стенке корпуса над РК (рис. 5). У границы устойчивости ($\bar{C}_a = 1,0 \dots 1,08 \bar{C}_{a\text{ГУР}}$) это распределение претерпевает значительную деформацию. Появляются характерные участки с нулевым градиентом давления, разделяющие области безотрывного и отрывного течений (физически появление «полки» объясняют возникновением отрыва пограничного слоя в её окрестности) [16].

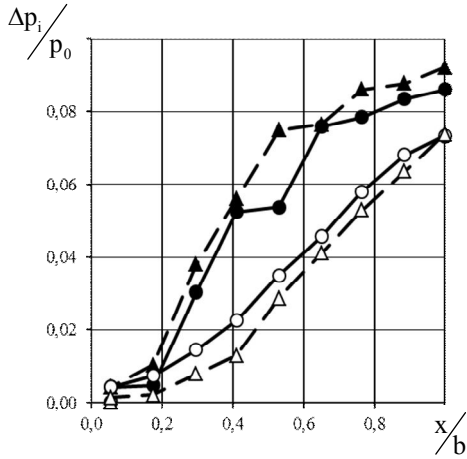


Рис. 5. Опытное распределение давления на стенке корпуса над рабочим колесом:

- — — — — стенка ГПЧ;
- — — — — стенка НРУ;
- , △ — режим максимального КПД РК;
- , ▲ — режим у ГУР

Регистрируя появление «полки» в распределении давления на стенке корпуса над РК, можно диагностировать предпомпажное состояние.

Надроторное устройство смещает границу отрывного течения вниз по потоку, уменьшая zagrożождение проточной части областью отрыва (рис. 6).

Для расчётной оценки положения границы отрыва турбулентного пограничного слоя на стенке корпуса (над РК) при установке НРУ разработана упрощённая модель течения в РК с НРУ.

Принята аналогия течения в диффузорной решётке рабочего колеса компрессора с течением в плоском диффузоре, длина которого принята равной длине средней линии межлопаточного канала [17]. Воздействие НРУ на течение имитировано отсосом пограничного слоя на участках стенки диффузора, соответствующих кольцевым канавкам. Величина скорости отсоса принята постоянной вдоль каждого участка, а её значение $v_0 = 1$ м/с задано в соответствии с данными экспериментов [18].

Расчёты выполнены на основе интегрального метода Эпплера [19].

Система уравнений импульсов и энергии

$$\frac{d\delta^{**}}{dx} + (2 + H) \frac{\delta^{**}}{U} \frac{dU}{dx} - \frac{v_0}{U} = \frac{\tau_0}{\rho U^2}, \quad (30)$$

$$\frac{d\delta^{***}}{dx} + 3 \frac{\delta^{***}}{U} \frac{dU}{dx} - \frac{v_0}{U} = 2 \frac{d+t}{\rho U^3} \quad (31)$$

решена численно методом Рунге-Кутты с использованием замыкающих соотношений для касательного

напряжения на стенке; работы, выполненной силами трения (вызванными турбулентными касательными напряжениями), а также характерных толщин пограничного слоя.

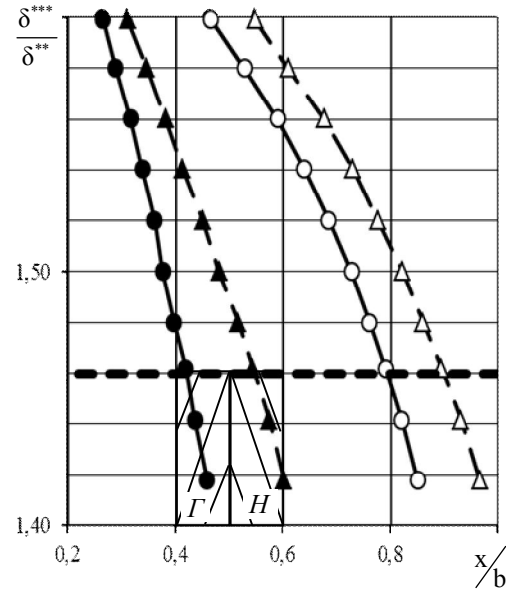


Рис. 6. Расчётная оценка положения границы отрыва потока:

- — — — — течение без отсоса;
- — — — — течение с отсосом;
- , △ — режим максимального КПД РК;
- , ▲ — режим у ГУР;

Г – опытная граница отрыва потока от гладкой стенки;

Н – опытная граница отрыва потока от стенки НРУ, — — — — — расчётная граница, соответствующая

критическому значению $\frac{\delta^{***}}{\delta^{**}} = 1,46$

Эти соотношения в случае расчёта течения без отсоса (аналог течения в рабочем венце с исходной гладкой проточной частью) заданы по результатам, полученными Г. Людвигом и В. Тиллманом [20]:

$$\frac{\tau_0}{\rho U^2} = 0,123 \cdot 10^{-0,678H} \left(\frac{U \delta^{**}}{v} \right)^{-0,268}, \quad (32)$$

а также по результатам И. Ротты в форме Э. Трукенбротта [20]

$$2 \frac{d+t}{\rho U^3} = 1,12 \cdot 10^{-2} \left(\frac{U \delta^{**}}{v} \right)^{\frac{1}{6}}; \quad (33)$$

по данным Вигхарда [20]

$$\frac{\delta^{***}}{\delta^{**}} = \frac{59H+15}{48H-11}. \quad (34)$$

Расчёт течения с отсосом (аналог течения в рабочем венце с надроторным устройством) выполнен с помощью замыкающих соотношений, преобразованных Эпплером [19]:

$$\frac{\tau_0}{\rho U^2} = 0,0457716 \left((H-1) \frac{U \delta^{**}}{v} \right)^{-0,232} \cdot e^{-1,260 * H}, \quad (35)$$

$$2 \frac{d+t}{\rho U^3} = 0,01 \left((H-1) \frac{U \delta^{**}}{v} \right)^{-\frac{1}{6}}, \quad (36)$$

$$\frac{\delta^{***}}{\delta^{**}} = \frac{59H+15}{48H-11}. \quad (37)$$

Начальные условия заданы по данным экспериментов. Градиенты скорости на расчётных участках определены по опытному распределению давления на стенке корпуса РК с исходной гладкой проточной частью. Отрыв пограничного слоя возникает

при $\frac{\delta^{***}}{\delta^{**}} = 1,46$ [19].

На рис. 6 показаны результаты расчётов, выполненных по предложенной методике. Они свидетельствуют о том, что данные расчётов удовлетворительно совпадают с опытными для гладкой проточной части и с НРУ в виде кольцевых канавок в корпусе.

Расчёт течения с отсосом хорошо имитирует влияние НРУ на границу отрыва. Расчётное смещение точек отрыва (при наличии отсоса) по отношению к исходному положению (при отсутствии отсоса) качественно и количественно удовлетворительно отражает полученное в опытах изменение положения границы отрыва при переходе от гладкой проточной части к НРУ.

Информативным критерием обнаружения предпомпажного режима компрессора может служить появление безградиентного участка («полки») в распределении давления на ограничивающей стенке проточной части над рабочим колесом.

Заключение

В статье предложены методики диагностирования предпомпажного состояния осевого компрессора с НРУ по двум информативным критериям.

Первый информативный критерий предпомпажного состояния ОК с НРУ - дискретная составляющая амплитудно-частотной характеристики

пульсаций полного давления в полости КК НРУ на частоте однозонного вращающегося срыва, служащая запускающим импульсом для системы противопомпажной защиты.

Расчётная частотная характеристика пульсаций давления получена на базе нестационарной аналитической модели двумерного течения несжимаемой жидкости в осевом компрессоре с цилиндрической проточной частью. В модель заложена известная геометрия лопаточных венцов осевого компрессора и его характеристика.

В качестве второго информативного критерия обнаружения предпомпажного состояния ОК с НРУ может быть использовано появление безградиентного участка («полки») в распределении давления на ограничивающей стенке проточной части над рабочим колесом.

Для расчётной оценки положения «полки» на стенке корпуса РК (границы отрыва турбулентного пограничного слоя) при установке НРУ разработана упрощённая модель течения в РК.

Литература

1. Токарев, В. П. Система диагностирования предпомпажного состояния газотурбинного двигателя [Текст] / В. П. Токарев, Д. Д. Кудашов // Вестник УГАТУ. – 2014. – Т. 18, № 1(62). – С. 73-78.
2. Мохаммадсадеги, Ф. Экспериментальное определение вращающегося срыва в ступени осевого компрессора [Текст] / Ф. Мохаммадсадеги, В. С. Чирин // Авиационно-космическая техника и технология. – 2016. – № 8 (135). – С. 161-168.
3. Колесинский, Л. Д. Анализ протекания нестационарных явлений в многоступенчатом осевом компрессоре, работающем в системе стенда, при помпаже [Текст] / Л. Д. Колесинский, О. В. Макашева // Ученые записки ЦАГИ. – 2008. – Т. 39, № 4. – С. 46-59.
4. Поляков, А. Е. К вопросу определения предпомпажного состояния компрессора [Текст] / А. Е. Поляков, Г. И. Малько, А. С. Каблуков // Газовая динамика двигателей и их элементов : сб. науч. тр. Харьков. авиац. ин-та. – 1987. – С. 81–88.
5. Колесинский, Л. Д. Определение вращающегося срыва в осевом многоступенчатом компрессоре ГТД [Текст] / Л. Д. Колесинский, О. В. Макашева // Полет. – 2010. – № 3. – С. 36–41.
6. Хориков, А. А. Ранняя диагностика вибрационного состояния многоступенчатых осевых компрессоров авиационных двигателей на предпомпажных режимах при стендовых испытаниях [Текст] / А. А. Хориков, С. Ю. Данилкин, Т. И. Мазукина // Вестник Самарского государственного аэрокосмического ун-та им. акад. С. П. Королева (Национального исследовательского ун-та). – 2015. – Т. 14, Ч. 1, № 3. – С. 148–159.

7. Ершов, В. Н. Неустойчивые режимы турбомашин [Текст] : монография / В. Н. Ершов. – М. : Машиностроение. 1966. – 180 с.

8. Таката, Цукуда. Механизм и эффективность запаса по срыву с помощью перфорирования поверхности корпуса [Текст] / Таката, Цукуда // *Тр. амер. о-ва инженеров-механиков. Сер. Энергетические машины и установки.* – 1977. – № 1. – С. 134–147.

9. Редин, И. И. Влияние целевого устройства на характеристики и диапазон устойчивых режимов работы рабочего колеса ступени осевого компрессора [Текст] / И. И. Редин // *Газовая динамика двигателей и их элементов : сб. науч. тр. Харьков. авиац. ин-та.* – 1979. – Вып. 1. – С. 65–70.

10. Грейцер. Явление срыва потока в осевых компрессорах (обзор). [Текст] / Грейцер // *Тр. амер. о-ва инженеров-механиков. Сер. Теоретические основы инженерных расчетов.* – 1980. – № 2. – С. 72–97.

11. А.с. SU 1802210 A1, СССР, МКИ F 04 D 27 / 02. Способ прогнозирования неустойчивых режимов работы многоступенчатого компрессора и устройство для его осуществления [Текст] / В. П. Герасименко, И. И. Редин (СССР). – № 4720197/06 ; заявл. 19.07.1989 ; опубл. 15.03.1993, Бюл. № 10. – 4 с.

12. Редин, И. И. Особенности течения в рабочем колесе ступени осевого компрессора с устройством целевого типа [Текст] / И. И. Редин // *Методы и модели в системах автоматизированного проектирования энергетических турбоустановок : тез. докл. респ. науч. – техн. конф., Ч. 1, 3-5 окт. 1979 г., Готвальд – Харьков, 1979.* – С. 104–105.

13. Об исследовании механизма нестационарного течения для прогнозирования неустойчивого режима работы компрессора [Текст] / В. Н. Ершов, В. Ю. Незым, Г. В. Павленко, И. И. Редин // *Методы и модели в системах автоматизированного проектирования энергетических турбоустановок : тез. докл. респ. науч. – техн. конф., Ч. 1, 3-5 окт. 1980 г., Готвальд – Харьков, 1980.* – С. 53–54.

14. Загоруй, В. А. Влияние кольцевых канавок в корпусе компрессора на его характеристики и газодинамическую устойчивость [Текст] / В. А. Загоруй, И. И. Редин // *Газовая динамика двигателей и их элементов : сб. науч. тр. Харьков. авиац. ин-та.* – 1987. – Вып. 3. – С. 10–15.

15. Фабри. Развитие возмущений потока в осевом компрессоре [Текст] Фабри // *Тр. амер. о-ва инженеров-механиков. Сер. Энергетические машины и установки.* – 1979. – № 1. – С. 92–100.

16. Smith, G. D. T. Flow Phenomena in Compressor Gasing Treatment [Text] / G. D. T. Smith, N. A. Cumpsty // *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power.* – 1984. – Vol. 106. – P. 532–541.

17. Критерий применимости специальной обработки корпуса компрессора [Текст] / Грейцер, Никканен, Хаддад и др. // *Тр. амер. о-ва инженеров-механиков. Сер. Теоретические основы инженерных расчетов.* – 1979. – № 2. – С. 157–165.

18. Horlock, I. H. Propagating stall in Compressors with porous walls [Text] / I. N. Horlock, C. M. Lakwani // *Paper of the ASME.* – 1975. – 75-GT-59. – 11 p.

19. Eppler, R. Practische Berechnung laminarer urd turbulenter absauge – grenzschichten [Text] / R. Eppler // *Engenieur – Arhiv.* – 1963. – № 4. – P. 221-245.

20. Шлихтинг, Г. Теория пограничного слоя [Текст] : пер. с нем. / Г. Шлихтинг. – М. : Наука, 1974. – 712 с.

References

1. Tokarev, V. P., Kudashov, D. D. Sistema diagnostirovaniya predpompazhnogo sostoyaniya gazoturbinnogo dvigatelya [Before compressors stall condition of GTE condition diagnostic system]. *Vestnik UGATU*, 2014, vol. 18, no. 1(62), pp. 73-78.

2. Mokhammadsadegi, F., Chigrin, V. S. Eksperimental'noe opredelenie vrashchayushchegosya sryva v stupeni oseвого компрессора [Experimental determination of rotating stallin stage axial compressor]. *Aviaciono-kosmichna tehnika i tehnologija - Aerospace technic and technology*, 2016, no. 8 (135), pp. 161-168.

3. Kolesinskiy, L. D., Makasheva, O. V. Analiz protekaniya nestatsionarnykh yavleniy v mnogostupenchatom osevom kompressore, rabotayuschem v sisteme stenda, pri pompazhe [Analysis of transient flow phenomena in a multistage axial compressor system operating in the stand, when the surge]. *Uchenyie zapiski TsAGI*, 2008, vol. 39, no. 4, pp. 46–59.

4. Polyakov, A. E., Mal'ko, G. I., Kablukov, A. S. K voprosu opredeleniya pred-pompazhnogo sostoyaniya komпрессора [To the question of determining before compressors stall condition]. *Gazovaya dinamika dvigatelei i ikh elementov*, 1987, pp. 81–88.

5. Kolesinskiy, L. D., Makasheva, O. V. Opredelenie vraschayushchegosya sryiva v osevom mnogostupenchatom kompressore GTD [Determination of rotating stall in axial multistage compressor GTE]. *Polet*, 2010, no. 3, pp. 36–41.

6. Khorikov, A. A., Danilkin, S. Yu., Mazikina, T. I. Rannaya diagnostika vibratsionnogo sostoyaniya mnogostupenchatykh osevykh kompressorov aviatsionnykh dvigatelei na predpompazhnykh rezhimakh pri stendovykh ispytaniyakh [Early detection of vibration behaviour of aircraft engine multistage axial compressor in pre-surge states during rigtesting]. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta*, 2015, vol. 14, part 1, no. 3, pp. 148-159.

7. Ershov, V. N. Neustoichivye rezhimy turbomashin [The instability regimes of turbomachinery]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1966. 180 p.

8. Takata, Tsukuda. Mekhanizm i effektivnost' zapasa po sryvu s pomoshch'yu perforirovaniya poverkhnosti korpusa [The mechanism and efficiency stall margine zone via perforating compressors casing surface]. *Energeticheskie mashiny i ustanovki : Tr. Amerik. obshchestva inzhenerov-mekhanikov*, 1977, vol. 1, pp. 134–147.

9. Redin, I. I. Vliyanie shchelevogo ustroystva na kharakteristiki i diapazon ustoichivyykh rezhimov raboty rabocheho koleasa stupeni oseвого kompressora [The effect of slit device to the characteristics and range of operation stable modes of stage axial compressor]. *Gazovaya dinamika dvigatelei i ikh elementov*, 1979, vol. 1, pp. 65 – 70.

10. Greitser. Yavlenie sryva potoka v osevykh kompressorakh (obzor) [The phenomenon of flow stall in axial compressors (review)]. *Teoreticheskie osnovy inzhenernykh raschetov: Tr. Amerik. obshch-va inzhenerov-mekhanikov*, 1980, no. 2, pp. 72 – 97.

11. Gerasimenko, V. P., Redin, I. I. *Sposob prognozirovaniya neustoiichivyykh rezhimov raboty mnogostupenchatogo kompressora i ustroystvo dlya ego osushchestvleniya* [A method for predicting unstable modes of operation of a multistage compressor and device for its implementation]. A.s. SU no. 1802210, 1993.

12. Redin, I. I. Osobennosti techeniya v rabochem kolese stupeni oseвого kompressora s ustroystvom shchelevogo tipa [Features of the flowing in the compressor rotor of an axial compressor stage with a slit-type device]. *Metody i modeli v sistemakh avtomatizirovannogo proektirovaniya energeticheskikh turbostanovok. tez. dokl. Resp. nauch.-tekhn. konf., ch. 1, 3-5 oktyabrya 1979 g., Gotval'd* [Methods and models in the systems of automated design of power turbines. Proc. Sci. Conf., part 1, 1-5th October 1979 y., Gotval'd]. Kharkov, 1979, pp. 104–105.

13. Ershov, V. N., Nezym, V. Yu., Pavlenko, G. V., Redin, I. I. Ob issledovanii mekhanizma nestatsionarnogo techeniya dlya prognozirovaniya neustoiichivogo rezhima raboty kompressora [On the study of the mechanism of non-stationary flow for predicting the unstable operating mode of the compressor]. *Metody i modeli v sistemakh avtomatizirovannogo proektirovaniya energeticheskikh turbostanovok : tez. dokl.*

Resp. nauch.-tekhn. konf., ch. 1, 3-5 oktyabrya 1980 g., Gotval'd [Methods and models in the systems of automated design of power turbines. Proc. Sci. Conf., part 1, 3-5th October 1980 y., Gotval'd]. Kharkov, 1980, pp. 53–54.

14. Zagorui, V. A., Redin, I. I. Vliyanie kol'tsevykh kanavok v korpuse kompressora na ego kharakteristiki i gazodinamicheskuyu ustoichivost' [Effect of annular grooves in the compressor casing on its characteristics and gas-dynamic stability]. *Gazovaya dinamika dvigatelei i ikh elementov*, 1987, no. 3, pp. 10 – 15.

15. Fabri. *Razvitie vozmushchenii potoka v osevom kompressore* [The development of flow disturbances in an axial compressor]. *Energeticheskie mashiny i ustanovki: Tr. Amerik. obshch-va inzhenerov-mekhanikov*, 1979, no. 1, pp. 92 – 100.

16. Smith, G. D. T., Cumpsty, N. A. Flow Phenomena in Compressor Gasing Treatment. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1984, vol. 106, pp. 532 – 541.

17. Greitser, Nikkanen, Khaddad, Mazzavi, Dzholin. Kriterii primenimosti spetsial'noi obrabotki korpusa kompressora [Criterion of applicability of special treatment of the compressor case]. *Teoreticheskie osnovy inzhenernykh raschetov: Tr. Amerik. obshch-va inzhenerov-mekhanikov*, 1979, no. 2, pp. 157 – 165.

18. Horlock, I. H., Lakwani, C. M. Propagating stall in Compressors with porous walls. *Paper of the ASME*, 1975, 75-GT-59. 11 p.

19. Eppler, R. Practische Berechnung laminarer urd turbulenter absauge – grenzschichten. *Engenieur Archiv*, 1963, vol. 4, pp. 221-245.

20. Shlikhting, G. *Teoriya pogranychnogo sloya* [Grenzschicht-Theorie, 4th ed. 1964, 703 p.]. Moscow, Nauka Publ., 1974. 712 p.

Поступила в редакцию 12.05.2018, рассмотрена на редколлегии 27.07.2018

ДІАГНОСТИКА ПЕРЕДПОМПАЖНОГО СТАНУ ОСЬОВОГО КОМПРЕСОРА З НАДРОТОРНИМ ПРИЛАДОМ

I. I. Redin, M. A. Shevchenko

Наведено результати експериментальних і розрахункових досліджень нестійких течій в осьовому компресорі з надроторним пристроєм. Сформульовано особливості переходу на режим обертового зриву (з ривком сумарної характеристики) осьовим компресором з надроторним пристроєм. Показано, що за рахунок стабілізації режиму часткового обертового зриву забезпечено стабільні за часом умови для формування надійного діагностичного сигналу передпомпажного режиму роботи осьового компресора з надроторним пристроєм. Запропоновано розрахункові методики для оцінки інформативних критеріїв виявлення передпомпажного режиму компресора. Виконано порівняння запропонованих математичних моделей з експериментальними даними. Показано їх якісну і кількісну відповідність експерименту.

Ключові слова: надроторний пристрій, газодинамічна стійкість, осьовий компресор, обертовий зрив, помпаж.

**DIAGNOSTICS OF PRE-SURGE CONDITION OF THE AXIAL COMPRESSOR
WITH THE ANNULAR GROOVES CASING TREATMENT***I. I. Redin, M. A. Shevchenko*

Ensuring the gas-dynamic stability of gas turbine engine, still remains one of the actual problem of modern aircraft engine building. To date, a significant number of studies have been conducted. This studies are the foundation for different techniques of diagnosing the pre-surge condition condition. Also known that one of the ways to solve the problem of increasing gas-dynamic stability is the use of casing treatment. However, there are no clearly formulated techniques that allow diagnosing the surge line in an axial compressor with casing treatment. Consequently, the problem of their development is relevant. The paper addresses the results of experimental and computational studies of unsteady flows in an axial compressor with the casing treatment in the form of annular grooves. Specific features of the transition to the regime of rotating stall (with break of the compressor characteristic) by an axial compressor with the annular grooves are formulated. The temporary conditions are provided for the formation of the reliable diagnostic signal of the axial compressor pre-surge operating mode with the annular grooves casing treatment by stabilization of the partial rotating stall condition were displayed. Calculation techniques for estimating informative criteria for detecting of the compressor pre-surge condition were proposed. One of them is the appearance of a discrete component of the amplitude-frequency characteristic of the total pressure pulsations (in the direction of rotation of the rotor) in the cavity of the groove of the casing treatment located above the leading edge of the blades. This discrete component appears at the frequency of a single-zone rotating stall, so it can serve as a trigger pulse for surge prevention automatic control system. The second informative criterion is the appearance of the gradientless region in the distribution of pressure on the bounding wall of the airgas channel above the blade. The position of the gradientless section in the pressure distribution on the bounding wall of the airgas channel above the blade with respect to the meridional projection of the chord of the tip end of the blade has been determined experimentally and by calculation according to the developed technique. Comparison of the proposed mathematical models with experimental data was performed. Their qualitative and quantitative conformity to the experiment were shown.

Keywords: annular grooves casing treatment, gas – dynamic stability, axial compressor, rotating stall, surge.

Редин Иван Иванович – доцент кафедры теории авиационных двигателей, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина, e-mail: i.redin@khai.edu.

Шевченко Михаил Анатольевич – аспирант кафедры теории авиационных двигателей, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина, e-mail: mikleshevchenko@gmail.com.

Redin Ivan Ivanovich – Assistant Professor at the department of Aviation Engines Theory, National Aerospace University «Kharkov Aviation Institute», Kharkov, Ukraine, e-mail: i.redin@khai.edu.

Shevchenko Mikhail Anatol'evich – PhD student at the department of Aviation Engines Theory, National Aerospace University «Kharkov Aviation Institute», Kharkov, Ukraine, e-mail: mikleshevchenko@gmail.com.