

УДК 621.45.037: 621.45.02

Я. В. Двирник¹, Д. В. Павленко²¹ АО «Мотор Сич», ² Запорожский национальный технический университет; г. Запорожье

ВЛИЯНИЕ ПЫЛЕВОЙ ЭРОЗИИ НА ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА ГТД

Приведены результаты моделирования течения потока в проточной части многоступенчатого осевого компрессора газотурбинного двигателя. Установлены закономерности изменения основных газодинамических характеристик компрессора от времени наработки в условиях запыленной атмосферы. Выполнена оценка предельной наработки двигателя с точки зрения потери запаса газодинамической устойчивости компрессора.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, компрессор, лопатка, моделирование, метод конечных элементов, износ, газодинамическая устойчивость, помпаж, наработка.

Оценка текущего технического состояния авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) в процессе эксплуатации и его предельных возможностей соответствует современным требованиям, предъявляемым к газотурбинным двигателям с целью повышения ресурса и поддержания высокого уровня эксплуатационной надежности. Прогнозирование текущих и критических (предотказных) состояний газотурбинных двигателей при эксплуатации в условиях запыленной атмосферы позволяет своевременно проводить мероприятия по техническому обслуживанию двигателя и системы очистки воздуха на входе [1].

Для ГТД, эксплуатирующегося в запыленной атмосфере, одной из актуальных задач, является оценка влияния эрозии лопаток компрессора на газодинамические характеристики. Ее решение наряду с оценкой влияния эрозии пера лопаток на виброакустические характеристики, позволит разработать рекомендации по ремонту компрессора.

Процесс эрозионного износа лопаток компрессора является предметом исследования многих отечественных и зарубежных ученых таких как Грант, Хусейн, Бахан, В Табаков [1–4]. В этих, и ряде других работ, изучается основной механизм изнашивания, рассматриваются модели эрозионного износа. Однако, вопрос относительно влияния эрозионного износа на газодинамические характеристики компрессора в данных работах не раскрыт. В работах Р. Курц, К. Брун, А. Кумар, А. Хамед [5–7] изучается влияние эрозионного износа на геометрию профиля пера лопаток. Отмечается, что эрозионный износ лопаток проявляется в изменении геометрических параметров их профиля, увеличении шероховатости аэродинамических и величины радиального зазора. Показано, что увеличению радиального

зазора наиболее негативно влияет на характеристики компрессора.

В работе П. Йоханнеса и Н. Алана [8] исследовали влияние эрозионного износа на параметры вертолетных ГТД с пылезащитными устройствами. Авторы анализировали факторы, влияющие на уровень износа профиля пера лопаток, которыми являются размер частиц пыли и скорости их соударения. Результаты данного исследования позволяют прогнозировать уровень эрозионного износа. Однако, вопрос о влиянии пылевой эрозии на газодинамическую устойчивость (ГДУ) компрессора не рассматривался.

Биксаев А. Ш. в работе [9] рассматривает процесс эрозии лопаток, зависящий от ряда факторов: размера частиц пыли, материала лопатки и угла их соударения. Показано, что при высокой запыленности атмосферы (свойственной для эксплуатации вертолетных ГТД) наблюдается усиленный износ периферийных участков лопаток последних ступеней. Установлено, что износ лопаток компрессора приводит к изменению геометрии аэродинамического профиля и увеличению шероховатости поверхности лопатки. В результате, снижается коэффициент полезного действия компрессора, степень повышения давления, расход воздуха и запасы ГДУ отдельных ступеней и компрессора в целом.

Таким образом, анализ существующих публикаций показывает, что задача влияния пылевой эрозии на газодинамические характеристики осевого компрессоров ГТД является актуальной. Целью настоящего исследования являлась оценка предельного износа пера рабочих лопаток компрессора турбовального ГТД с точки зрения потери газодинамической устойчивости. Для достижения поставленной цели были решены задачи, связанные с моделированием течения потока

в проточной части компрессора и построения напорных характеристик при различной степени износа пера лопаток.

Изучали влияние изменения геометрии пера лопаток вследствие пылевой эрозии на характеристики многоступенчатого осевого компрессора. В качестве основных характеристик компрессора были определены ветки напорной характеристики, КПД и коэффициент запаса газодинамической устойчивости.

На сегодняшний день наиболее популярные методики расчета газодинамических характеристик двигателей основаны на решении основных уравнений газовой динамики: закона неразрывности потока (сохранения массы), закона сохранения импульса (уравнения Навье-Стокса) и уравнении сохранения энергии. Такой подход не позволяет в полной мере учитывать особенности геометрии пера лопаток в различных сечениях и ряд других особенностей геометрии проточной части. Для их учета находят широкое применение методы численного анализа, которые подразумевают замещение реального объекта исследования на математическую модель, параметры которой (давление, скорость, температура, число Маха, и т. п.) определяются с помощью различных уравнений, неравенств и математических соотношений, описывающих основные закономерности, которыми обладает реальный объект. Основными уравнениями, описывающими поведение потока в межлопаточном канале компрессора, являются уравнения Навье-Стокса (1) осредненные по Рейнольдсу, которые доопределены уравнением неразрывности потока (2) [10]:

$$\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} = -(\bar{v} \cdot \nabla) \bar{v} + \nu \Delta \bar{v} - \frac{1}{\rho} \nabla p + \bar{f}, \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{v}) = 0, \quad (2)$$

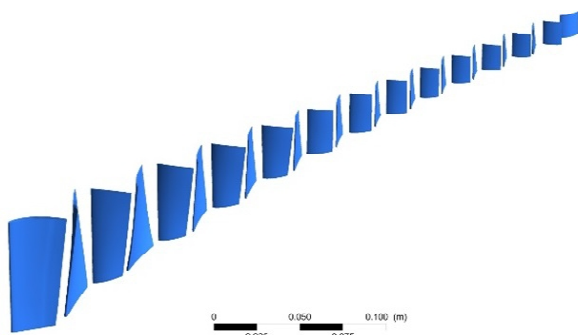


Рис. 2. Геометрическая модель лопаточных венцов компрессора

где ∇ – оператор набла, Δ – векторный оператор Лапласа, t – время, ν – коэффициент кинематической вязкости, ρ – плотность, p – давление, \bar{f} – векторное поле массовых сил.

Моделирование течения потока в проточной части 12-ступенчатого осевого компрессора турбовального ГТД семейства ТВ3-117 выполняли методом конечных элементов. Использовали модуль CFX программного комплекса ANSYS [11]. Твёрдотельные модели рабочих лопаток и лопаток направляющего аппарата строили в CAD системе Unigraphics NX (рис. 1).

Импортирование моделей лопаток всех ступеней рабочих лопаток в систему ANSYS позволило получить модель (рис. 2) в соответствии с геометрией натурального компрессора (рис. 3).

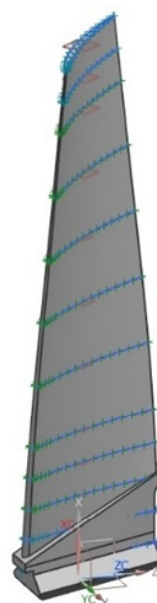
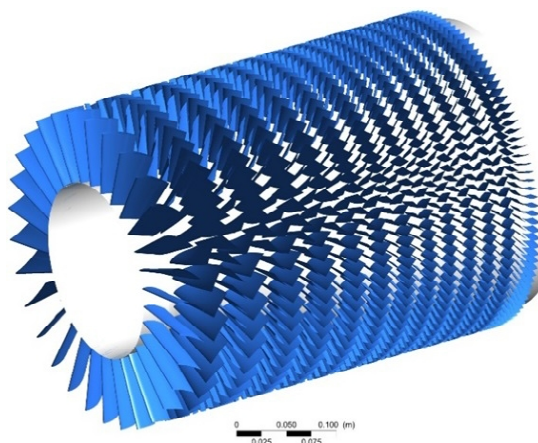


Рис. 1. Твёрдотельная модель рабочей лопатки первой ступени компрессора



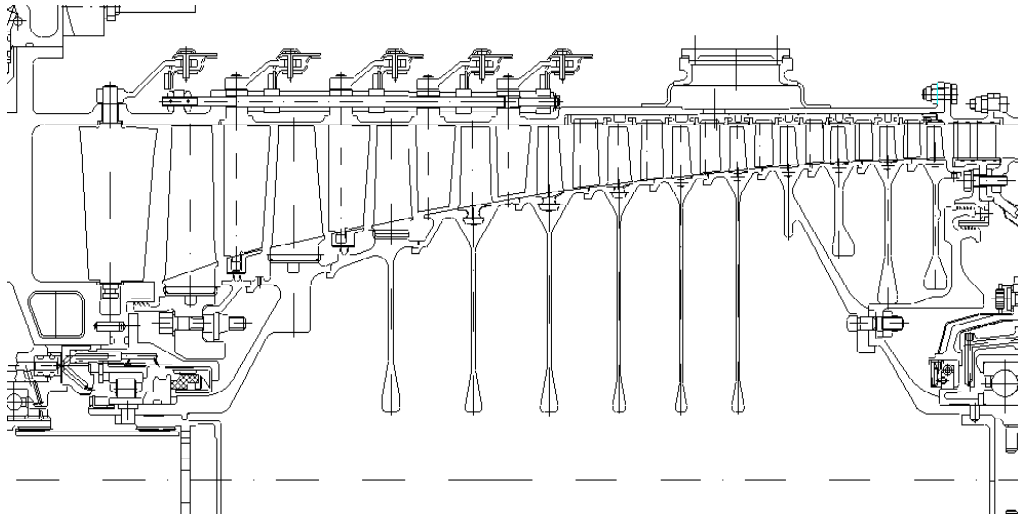


Рис. 3. Общий вид проточной части компрессора

Создание конечно-элементной модели с одной стороны определяет качество расчета и адекватность расчетной модели, а с другой – требуемую вычислительную мощность и объем оперативной памяти, которая влияет на скорость получения результатов [12, 13]. Построение сетки конечных элементов воздушного потока компрессора было выполнено с использованием сеточного генератора TurboGrid, что позволило получить структурированную качественную сетку для профилей пера лопаток. Для лопатки каждой ступени была построена отдельная сеточная модель потока (домены). При построении расчетной сетки были соблюдены следующие параметры, влияющие на точность результатов [14]:

- топология – ATM Optimized, что обеспечило получение для лопаток, имеющих профиль пера с большой закруткой, высококачественной сетки с конечными элементами гексаэдральной формы;
- параметр y^+ - размер первой пристеночной ячейки имеет значение в пределах (50150) ед.;
- отношение сторон ячеек не превышало 5.

На рис. 4 и 5 показана конечно-элементная модель рабочего венца и направляющего аппарата компрессора.

Домены рабочих лопаток построены с возможностью перетекания воздуха в радиальном зазоре, что реализовано за счет построения дополнительного интерфейса в периферийной части пера. Расчетная область 12-ступенчатого осевого компрессора включала 26 доменов (рис. 6).

Расчет был произведен для 8-ми различных частот вращения ротора компрессора – 83 %, 85 %, 87 %, 90 %, 97 %, 100 % и 103 %, где 1 % соответствует – 195,37 об/мин. Каждой частоте вращения соответствуют определенные углы установки входного направляющего аппарата и последующих четырех ступеней направляющего аппарата. Зависимость данных углов от частоты вращения ротора представлены на рис. 7.

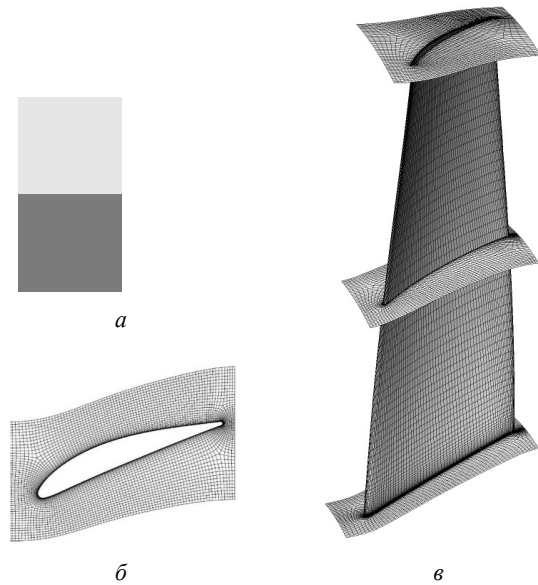


Рис. 4. Конечно-элементная модель воздушного потока рабочей лопатки первой ступени в периферийном сечении (а), втулочном сечении (б) и по высоте лопатки (в)

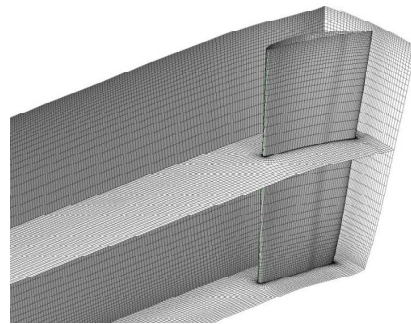


Рис. 5. Расчетная сетка воздушного потока лопатки входного направляющего аппарата компрессора

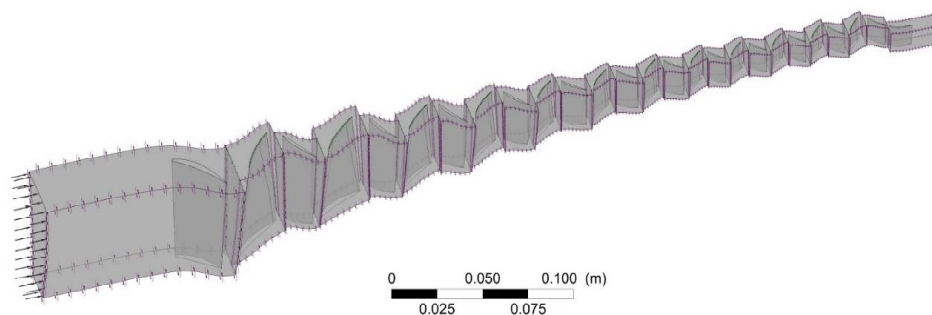


Рис. 6. Расчетная область проточной части компрессора

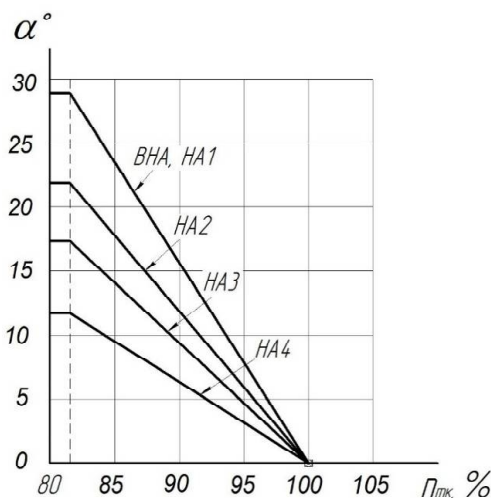


Рис. 7. Зависимости углов установки лопаток направляющего аппарата (α°) от частоты вращения ротора компрессора (n_{mk} %)

Для уменьшения потребной вычислительной мощности, для каждой ступени компрессора моделировали по одной лопатке с условием циклической симметрии по боковым границам домена [15]. На сопрягающихся границах областей, принадлежащих различным ступеням, был определен интерфейс между стационарными и вращающимися областями (Stage (Mizing-Plane)), позволяющий проводить интерполяцию между сопрягаемыми сетками, учитывая законы сохранения энергии. Удовлетворительным критерием сходимости определялась величина среднеквадратичной невязки (RMS) на уровне 10^{-6} . Данная величина сходимости достигалась за 600–870 итераций.

Выбор модели турбулентности определяется характером турбулентного потока, требуемой точности, доступных вычислительных ресурсов и временных затрат. В качестве модели турбулентности была выбрана SST «k – ω » – модель Менгера, как более точная и надежная для класса потоков с положительным градиентом давления при обтекании профилей [14].

В качестве рабочего тела использовался идеальный газ, относительное давление – 0 Па, полное давление на входе в компрессор – 101,325 кПа, полная температура – 288 К. На выходе из компрессора задавали расход воздуха в единицах измерения кг/с. Каждой из 8-ми частот вращения соответствовал свой диапазон величины расхода воздуха, в общем диапазоне от 4 до 11 кг/с с целью построения напорных характеристик компрессора.

На этапе анализа результатов численного моделирования была произведена оценка адекватности модели, т. е. степень ее соответствия действительным физическим процессам. Благодаря широким возможностям используемого программного продукта, помимо числовых результатов, также возможно получить графическую визуализацию проведенных расчетов, таких как поля распределения давления, скорости, температуры и т.п. в любых интересующих плоскостях и сечениях.

Для оценки адекватности численного эксперимента расчет компрессора был проведен с учетом радиальных зазоров в рабочих колесах, регламентируемых конструкторским чертежом. Так для 1–4 ступеней рабочих колес зазор составляет 0,4 мм, 5–8 ступеней – 0,5 мм и 9–12 – 0,6 мм. Расчетные данные сравнивали с экспериментальными, полученными по результатам исследования натурного компрессора [16]. Экспериментальные исследования проводили с целью оценки запасов газодинамической устойчивости компрессора двигателя семейства ТВ3-117. В результате исследований оценивали линию потребных запасов газодинамической устойчивости, линию, ограничивающую положение «рабочей линии» – «предельная рабочая линия», напорную линию изолированного компрессора на режимах $n_{np} = 95\%$ и 98% (приведенная частота вращения ротора), и линию режимов совместной работы компрессора и турбины двигателя.

Результаты расчета основных характеристик компрессора в сравнении с экспериментальными данными в условиях $n_{np} = 95\%$ и 98% показаны на рис. 8 и 9.

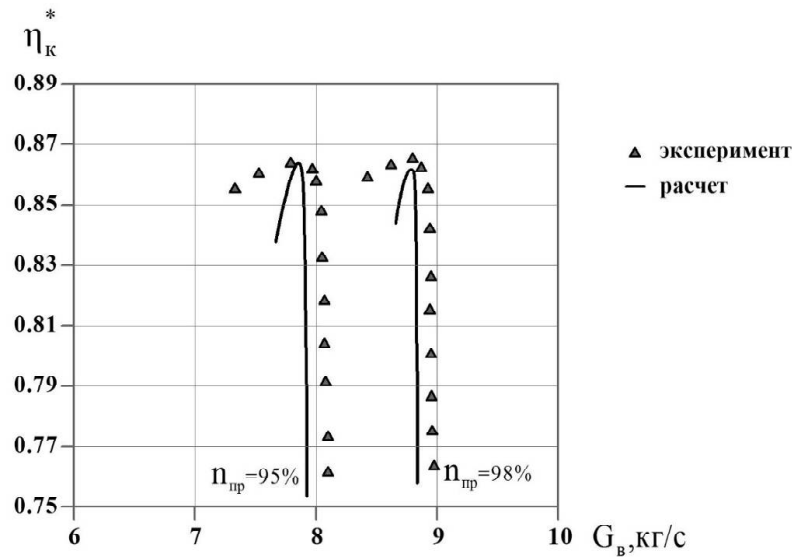


Рис. 8. Сравнение параметров напорной характеристики η^*

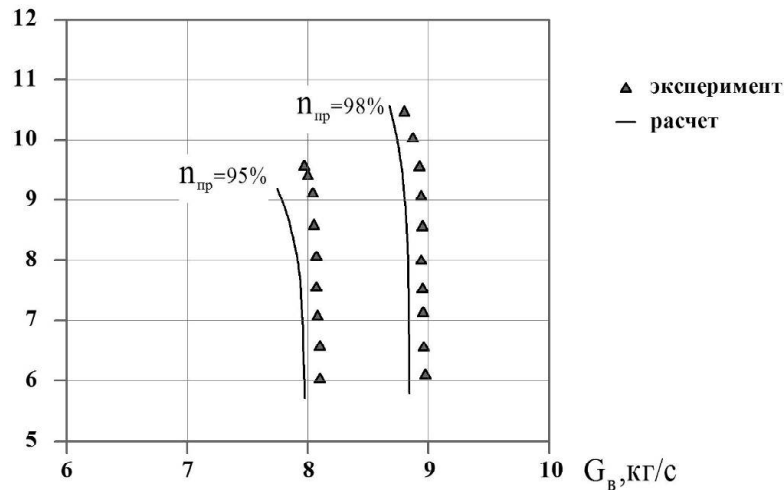


Рис. 9. Сравнение КПД компрессора

Представленные результаты расчета показывают сходимость расчетного и экспериментального методов определения характеристик компрессора в исследуемых диапазонах частот вращения ротора в пределах 24 %. Таким образом результаты оценки адекватности модели показывают, что она может быть использована для расчета параметров компрессора с лопатками, подвергшимся изменению геометрии в результате изнашивания.

Дополнительно были проведены расчеты для определения линий напорных характеристик и КПД компрессора для приведенных частот вращения, соответствующих 83 %, 85 %, 87 %, 90 %, 92 %, 95 %, 100 % и 103 % (рис. 10, 11).

Поля скорости, давления и температуры рабочего тела в межлопаточном канале показаны на рис. 12–18.

В работе [17] было установлено, что основным последствием пылевой эрозии является изменение геометрии пера рабочих лопаток компрессора. В процессе воздействия абразивных частиц на лопатки компрессора, уменьшается хорда профиля пера, толщина пера и увеличивается радиальный зазор между торцом лопатки и статором (рис. 19).

Для оценки влияния пылевой эрозии на изменение газодинамических характеристик компрессора, были выполнены расчеты для номинальной (исходной) геометрии пера лопаток, а также геометрии, соответствующей наработке в эксплуатации 200, 400, 600 и 800 ч [18]. В табл. 1 представлены величины износа хорды (Δb , мм) в периферийной части лопаток и величина радиального зазора (Δh , мм) для компрессора без наработки и после 800 ч. наработки в условиях запыленной атмосферы.

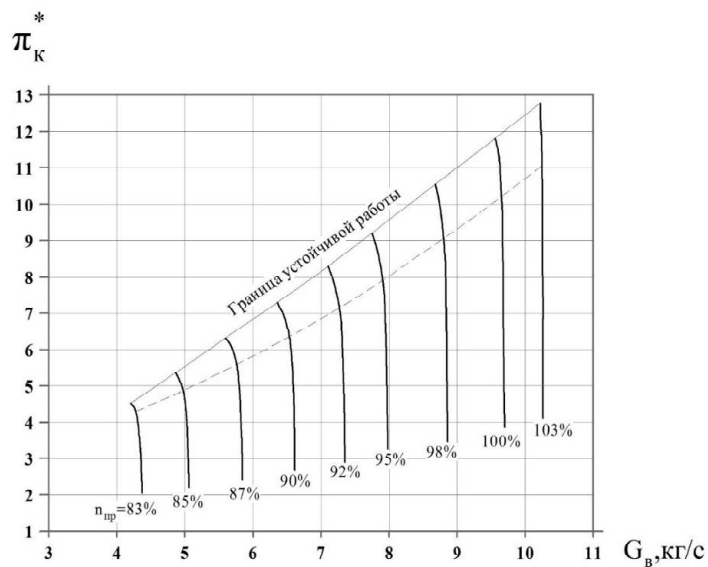


Рис. 10. Расчетная напорная характеристика 12-ступенчатого осевого компрессора для различных приведенных частот вращения ротора

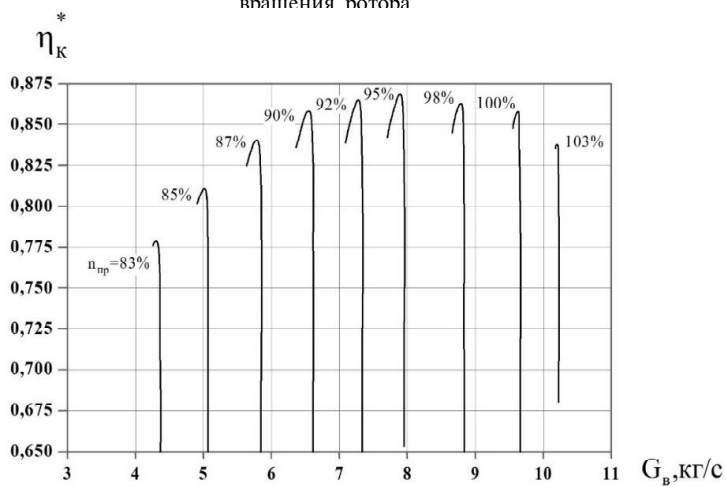


Рис. 11. Расчетный КПД 12-ступенчатого осевого компрессора для различных приведенных частот вращения ротора

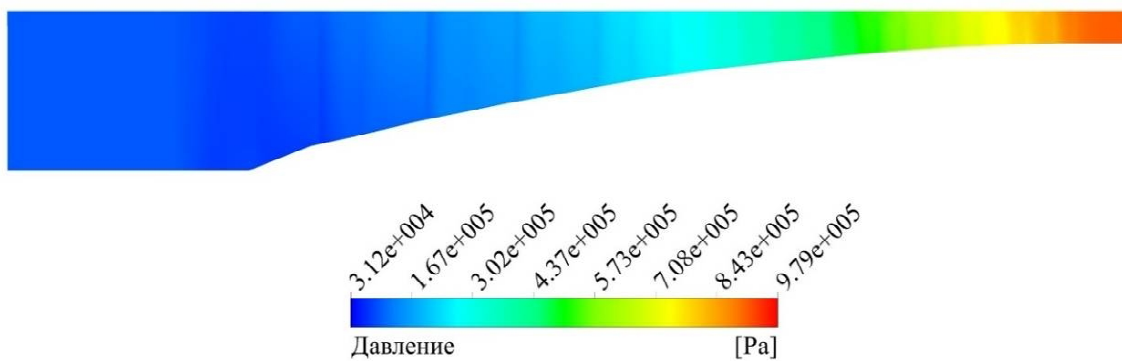


Рис. 12. Поле статического давления в меридиональном сечении

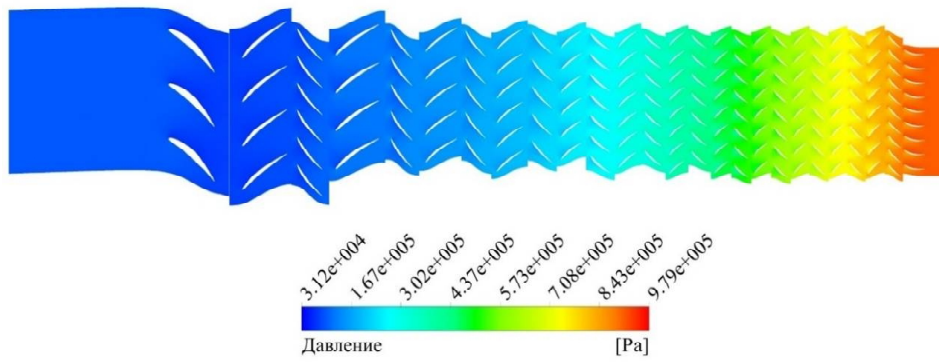


Рис. 13. Поле статического давления в среднем сечении

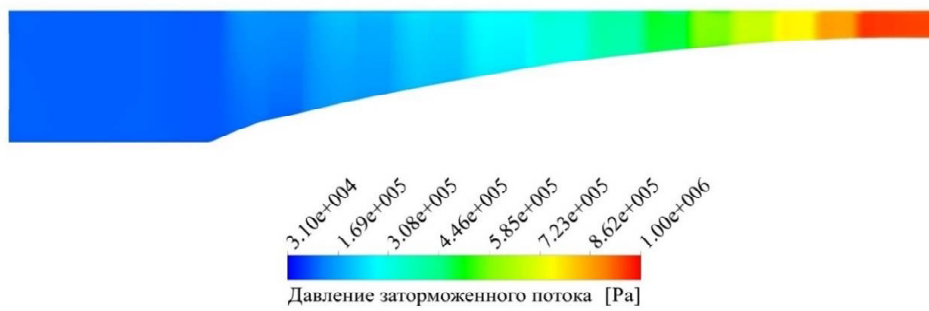


Рис. 14. Поле полного давления в меридиональном сечении

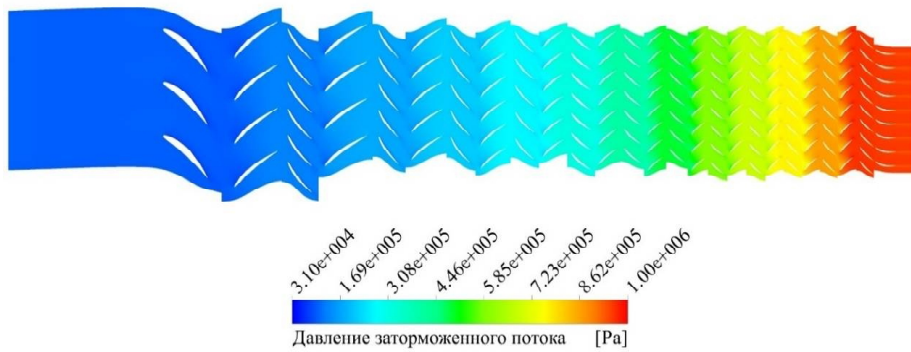


Рис. 15. Поле полного давления в среднем сечении

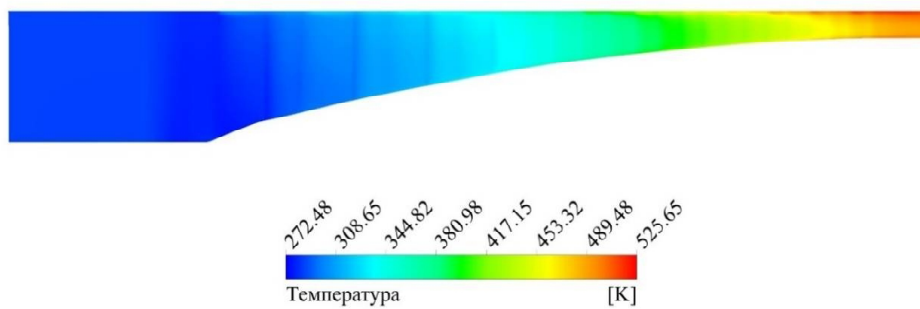


Рис. 16. Поле температуры в меридиональном сечении

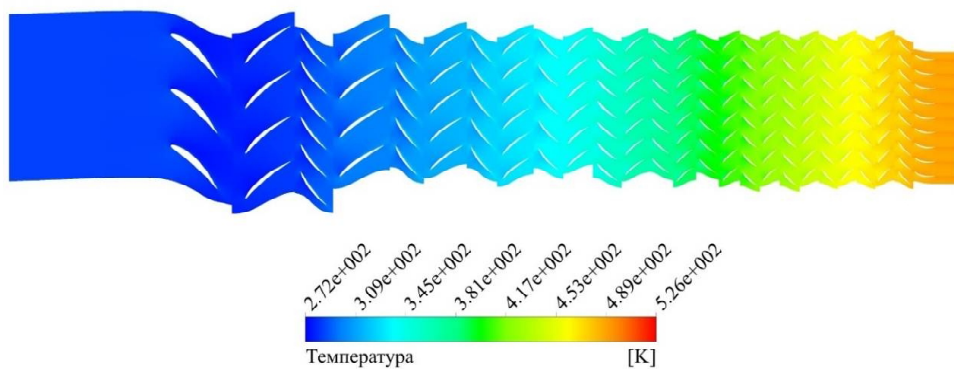


Рис. 17. Поле температуры в среднем сечении

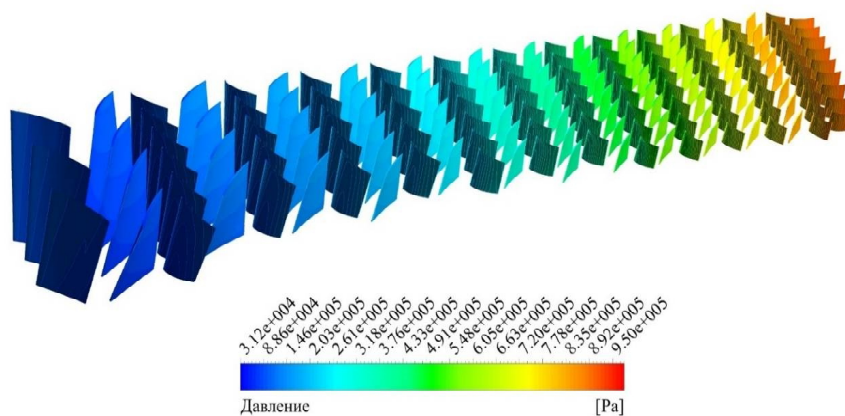


Рис. 18. Распределение статического давления на лопатках компрессора

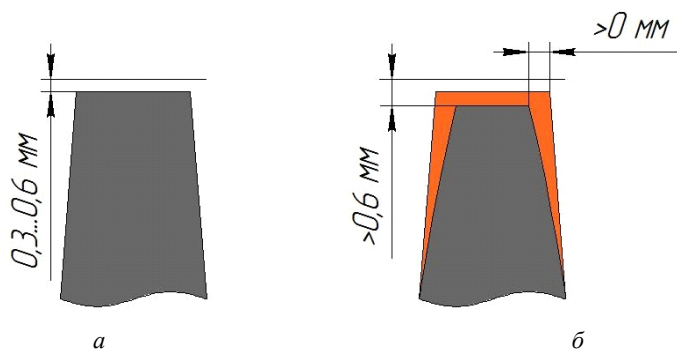


Рис. 19. Геометрия номинального (а) и изношенного (б) пера лопатки компрессора

Таблица 1 – Износ хорды и радиального зазора у периферии рабочих лопаток

№ ступени	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Δb_0 часов	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Δh_0 часов	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,6
Δb_{800} часов	2,53	1,57	2,38	2,83	3,23	3,99	3,14	2,59	2,55	2,45	2,50	2,26
Δh_{800} часов	1,27	1,31	1,63	1,78	1,85	2,3	1,95	2,1	2,36	2,43	2,5	2,53

Результаты расчетов напорной характеристики (рис. 20) и КПД компрессора (рис. 21) от времени наработки в условиях запыленной атмосферы показали, что с увеличением интенсивности износа пера лопаток, степень сжатия в комп-

рессоре и его КПД уменьшается. Так же видно, что граница устойчивой работы снижается, тем самым уменьшая запас газодинамической устойчивости (ГДУ) ΔK_y .

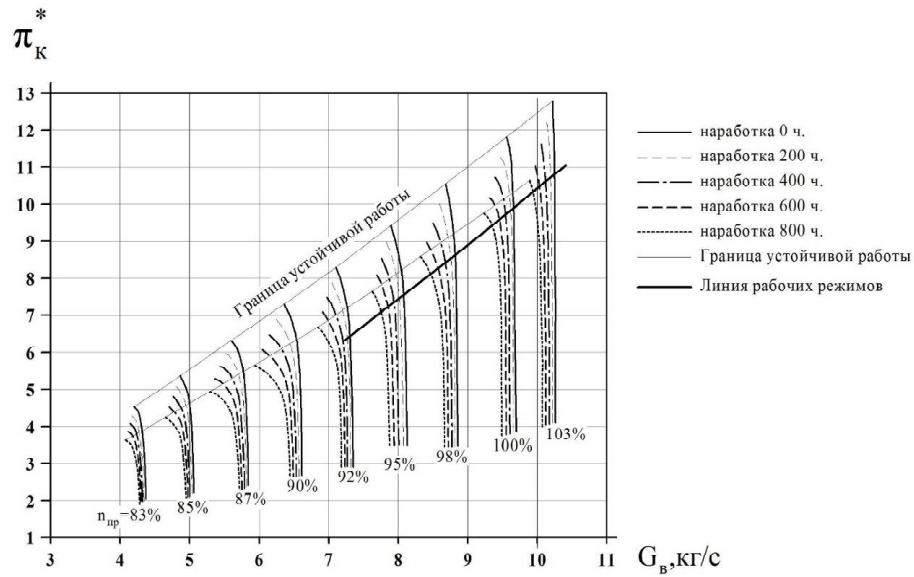


Рис. 20. Зависимость напорной характеристики компрессора от времени наработки в условиях запыленной атмосферы

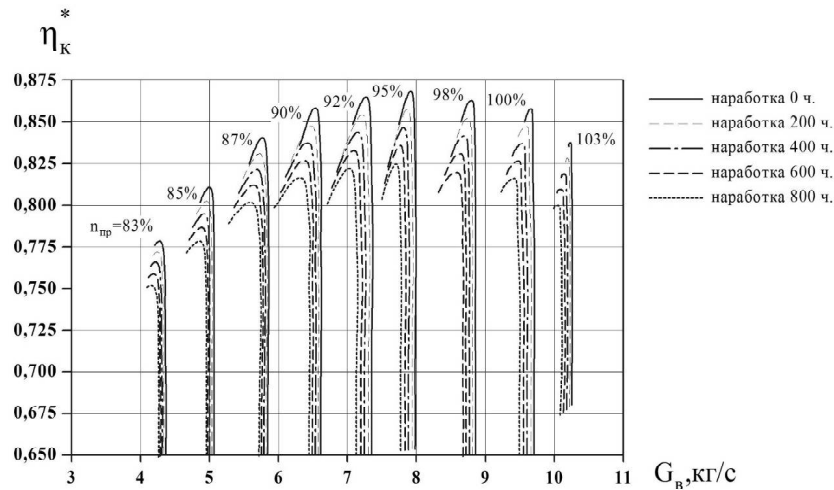


Рис. 21. Зависимость КПД компрессора от времени наработки в условиях запыленной атмосферы

Запас ГДУ был рассчитан в соответствии с уравнением (3) [19], результаты расчета представлены в табл. 2:

$$\Delta K_y = \left[\frac{(\pi/G)_{гран.}}{(\pi/G)_{раб.р.}} - 1 \right] \cdot 100\% , \quad (3)$$

где $\pi_{к.раб}^*$ и $G_{в.пр.раб}$ — степень повышения давления и приведенный расход в рабочей точке, $\pi_{к.г}^*$ и $G_{в.пр.г}$ — степень повышения давления и приведенный расход на границе устойчивости соответственно.

Известно, что снижение запаса ГДУ компрессора на 15 % вызывает появление устойчивого срыва (помпажа) при стендовом испытании дви-

гателей семейства ТВ3-117 [7]. Анализ полученных результатов показывает, что исследуемый компрессор достигает своего предельного состояния (снижение ГДУ на 15 %) при наработке в условиях запыленной атмосферы в течение 780...790 ч.

Анализ абсолютной скорости потока в области периферии для нового и изношенного компрессора (рис. 22), а также поля абсолютной скорости потока на высоте 90 % от втулки компрессора (рис. 23) показал, что вследствие эрозийного износа в периферийной части лопаток VII...X ступеней компрессора развивается срыв потока, приводящий к возникновению помпажа. Причиной данного явления явилось уменьшение хорды рабочих лопатки и увеличение радиального зазора.

Таблица 2 – Запас газодинамической устойчивости компрессора при различной наработке в условиях запыленной атмосферы

$\bar{p}_{np}, \%$ Время наработки	95	98	100	103
0 ч	25,25 %	22,14 %	20,58 %	19,1 %
200 ч	21,30 %	18,32 %	16,52 %	15,13 %
400 ч	17,35 %	14,51 %	12,46 %	11,16 %
600 ч	13,39 %	10,69 %	8,39 %	7,18 %
800 ч	9,44 %	6,87 %	4,33 %	3,21 %

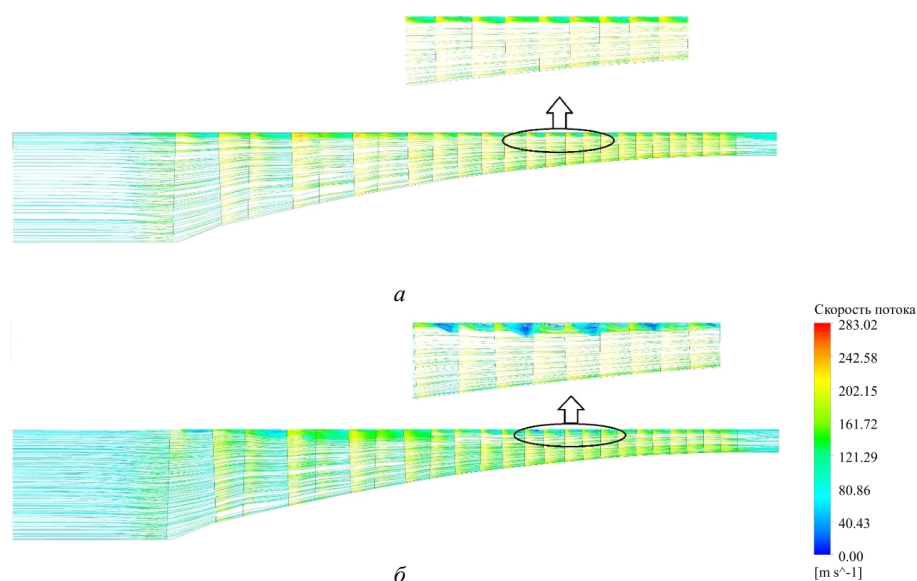


Рис. 22. Абсолютная скорость потока в периферийной области лопаток исходного (а) и изношенного (б) компрессора

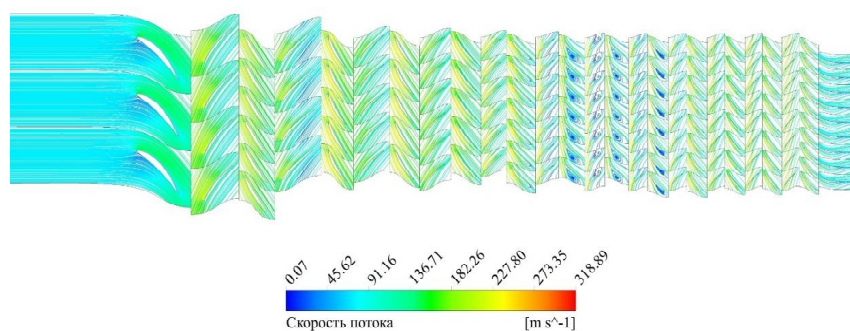


Рис. 23. Абсолютная скорость потока на высоте 90 % пера лопаток

Таким образом, исследования влияния пылевой эрозии на газодинамические характеристики осевого компрессора ГТД, эксплуатирующегося в условиях запыленной атмосферы, позволили установить снижение степени его сжатия, КПД, приведенного расхода воздуха и запаса газодинамической устойчивости по мере увеличе-

ния наработки в эксплуатации. Установлено, что предельная наработка двигателя в условиях запыленной атмосферы, приводящая к снижению границы его газодинамической устойчивости до величины, при которой наблюдается появление устойчивого срыва (помпажа), составляет 780...790 часов.

Список литературы

1. Tabakoff W. Effects of suspended solid particles on the properties in cascade flow / W. Tabakoff, M. Hussein // AIAA Journal. – Aug. 1971. – P. 1514–1519.
2. Hussein M. Dynamic behavior of solid particles suspended by polluted flow in a turbine stage / M. Hussein, W. Tabakoff // Journal of Aircraft. – July 1973. – P. 434–440.
3. Grant G. Erosion prediction of turbomachinery resulting from environmental solid particles / G. Grant, W. Tabakoff // Journal of Aircraft. – May 1975. – P. 471–478.
4. Hamed A. Erosion and deposition in turbomachinery / A. Hamed, W. Tabakoff // Journal of Propulsion And Power. – March 2006. – Vol. 22, N 2. – P. 350–360.
5. Kurz R. Degradation in gas turbine systems / R. Kurz, K. Brun // ASME Journal, Three Park Avenue. – New York. – August 2000. – P. 1–9.
6. Kumar A. Robust design of compressor fan blades against erosion / Apurva Kumar, Andy J. Keane, Prasanth B. Nair // Journal of mechanical design. – July 2006. – Vol. 128. – P. 864–873.
7. Hamed A. Modeling of compressor performance deterioration due to erosion / A. Hamed, W. Tabakoff, D. Singh // International Journal of Rotating Machinery. – 1998. – Vol. 4, N. 4. – P. 243–248.
8. Johannes P. Erosion of dust-filtered helicopter turbine engines. Part I: Basic theoretical considerations / P. Johannes, N. Alan // Journal of Aircraft. – January 1995. – Vol. 32, N. 1. – P. 106–111.
9. Анализ методов защиты авиационных газотурбинных двигателей от вредных факторов среды эксплуатации / Биксаев А. Ш., Сенюшкин Н. С., Лоскутников А. А. и др. // Молодой ученый. – 2013. – № 8. – С. 75–77.
10. Hirsch C. Numerical computation of internal and external flows: Fundamentals of computational fluid dynamics / C. Hirsch. – Vol. 1, second edition. – 2007. – 695 p.
11. Madenci E. The Finite Element Method and Applications in Engineering Using Ansys / Madenci E., Guven I. // Springer Science+Business Media, LLC., 2006. “ XVI 686. “ 463 p.
12. Хитрых Д. Обзор сеточных возможностей сеточного генератора ICEM CFD версии 12.0. Часть 1 / Хитрых Д. // Ansys Advantare. – 2009. – № 10. – С. 44–47.
13. Хитрых Д. Обзор сеточных возможностей сеточного генератора ICEM CFD версии 12.0. Часть 2 / Хитрых Д. // Ansys Advantare. – 2009. – № 11. – С. 41–44.
14. Численный анализ возможностей 2-d и 3-d методов проектирования осевых турбомашин / Ю. М. Ануров, С. О. Беляева, В. А. Коваль и др. // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – №4/5 (40). – С. 12–18.
15. Расчет пространственной структуры потока в ступени осевого компрессора в программном комплексе Ansys CFX / Учебное пособие / О. В. Батулин, Д. А. Колмакова, В. Н. Матвеев и др. – Самара : Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – 100 с.
16. Техническая справка по проверке достаточности запасов газодинамической устойчивости (ГДУ) компрессора двигателя ТВ3-117ВМ серии 02 № 225788362001. – 30.11.2016 г.
17. Гуморев А. В. Моделирование эрозийного износа лопатки компрессора / А. В. Гуморев, Р. Г. Акмалетдинов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2011. – №3 (27). – С. 233–239.
18. Павленко Д. В. Закономерности изнашивания рабочих лопаток компрессора вертолетных двигателей, эксплуатирующийся в условиях запыленной атмосферы / Павленко Д. В., Дvirnyk Я. В. // Вестник двигателестроения. – 2016. – №1. – С. 42–51.
19. Нечаев Ю. Н. Теория авиационных газотурбинных двигателей. Ч.1 / Нечаев Ю. Н., Федоров Р. М. – М. : Машиностроение, 1977. – С. 153–154.

Поступила в редакцию 31.05.2017

Дvirnyk Я.В., Павленко Д.В. Вплив пилової ерозії на газодинамічні характеристики осьового компресора ГТД

Наведено результати моделювання течії потоку в проточній частині багатоступеневого осьового компресора газотурбінного двигуна. Встановлено закономірності зміни основних газодинамічних характеристик компресора від часу напрацювання в умовах запыленої атмосфери. Виконано оцінку граничного напрацювання двигуна з точки зору втрати запасу газодинамічної стійкості компресора.

Ключові слова: газотурбінний двигун, компресор, лопатка, моделювання, метод кінцевих елементів, зношування, газодинамічна стійкість, помпаж, напрацювання.

Dvirnyk Ya., Pavlenko D. Influence of blades dust erosion on the axial compressor gas-dynamic characteristics of Gas turbine engine

The results of flow simulation of an axial multi-stage compressor of a gas turbine engine are presented. The relation between the main gas-dynamic characteristics of the compressor and operating time in dusty atmosphere are established. The estimation of the maximum operating time of the engine in terms of loss of the gas-dynamic stability of the compressor is performed.

Key words: gas turbine engine, compressor, blade, modeling, finite elements method, wearing, gas-dynamical stability, surging, operating time.