

Научная статья  
УКД 629.7.022, 519.688  
DOI: 10.34759/vst-2021-4-131-150

## МЕТОДИКА ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ РАБОЧИХ ЛОПАТОК РОТОРА КОМПРЕССОРА НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ТУРБОРЕАКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Николай Николаевич Сиротин<sup>1</sup>, Тхань Шон Нгуен<sup>2</sup> ✉

<sup>1,2</sup>Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), МАИ, Москва, Россия

<sup>1</sup>asirotin2@yandex.ru

<sup>2</sup>sonapirantmai@yandex.ru ✉

**Аннотация.** Эксплуатационные повреждения рассматриваются в виде забоин на входной кромке лопаток компрессора низкого давления (КНД) турбореактивного двигателя (ТРД) типа РД-33 как результат воздействия на лопатки КНД посторонних предметов с взлетно-посадочной полосы и птиц, находящихся в воздушном пространстве на траектории воздушного судна. Методика численного моделирования эксплуатационных повреждений КНД ТРД построена на основе CFD-код NUMECA Fine/Turbo и анализе данных трёхмерного течения потока воздуха в поврежденном компрессоре. Применение разработанной методики моделирования эксплуатационных повреждений ТРД позволяет: уточнить закономерность влияния различных видов эксплуатационных повреждений лопаток КНД на характеристики поврежденного компрессора как лопаточной машины; оценить надежность ТРД; выявить опасные режимы работы поврежденного двигателя; определить ресурс поврежденной лопатки; оценить степень снижения запаса газодинамической устойчивости поврежденного КНД при работе в системе двигателя.

**Ключевые слова:** компрессор, частота вращения ротора, расход воздуха, запас газодинамической устойчивости, забоина

**Для цитирования:** Сиротин Н.Н., Нгуен Т.Ш. Методика численного моделирования эксплуатационных повреждений рабочих лопаток ротора компрессора низкого давления турбореактивного двигателя // Вестник Московского авиационного института. 2021. Т. 28. № 4. С. 131-150. DOI: 10.34759/vst-2021-4-131-150

Original article

## NUMERICAL SIMULATION TECHNIQUE FOR WORKING BLADES OPERATIONAL DAMAGES OF TURBOJET LOW-PRESSURE COMPRESSOR ROTOR

Nikolay N. Sirotin<sup>1</sup>, Thanh Son Nguyen<sup>2</sup>✉<sup>1,2</sup>Moscow Aviation Institute (National Research University), MAI, Moscow, Russia<sup>1</sup>asirotin2@yandex.ru<sup>2</sup>sonapirantmai@yandex.ru ✉

### Abstract

The ingress of foreign objects or birds into the engine, interacting with structural elements of gas turbine engines, leads to the compressor blades damaging and, depending on the degree of the damage, contributes to the incidents or accidents occurrence in the process of gas turbine engines exploitation. Due to the leading edge damaging of the compressor working blade, the profile chord reduction and radius changing of the entry edge occurs, which finally leads to the damaged blade flow-around by air character changing.

The article presents computations for determining the compressor characteristics changing, its gas-dynamic stability margin and the mass flow while operating in the engine system under the impact of damages in the form of dints. The NUMECA Fine/Turbo CFD code, which realizes the numerical solution of the Navier-Stokes equations averaged by Reynolds for computing the three-dimensional air flow in the compressor, is employed for this problem solving.

The commercial NUMECA Fine/Turbo software product allows quantifying the impact of damage on the compressor operation quality.

Damage in the form of a dint leads to the reduction of local values of pressure increase, efficiency and gas-dynamic stability margin of all compressor operation modes. The gas-dynamic stability margin lowering increases with the blades chord length decreasing. The modes, at which the gas-dynamic stability decrease takes maximum values occur at  $n_{pr} = 80\%$ ,  $85\%$ .

The dint curvature affects the quality of the compressor, that is, it leads to the gas-dynamic stability margin decrease due to a change in the character of the damaged blade flow-around by the air.

An increase in the number of damaged blades leads to a decrease in the compressor gas-dynamic stability. In the modes when  $n_{pr} = 80\%$ , and  $n_{pr} = 85\%$ , the gas-dynamic stability decreases significantly.

With a sequential arrangement of damaged blades, the gas-dynamic stability of the compressor decreases, compared to the case of inconsistent arrangement due to the turbolization of the boundary layer intensity increase.

**Keywords:** compressor, rotor rotational frequency, air flow rate, gas-dynamic stability margin, dint.

**For citation:** Sirotin N.N., Nguyen T.S. Numerical simulation technique for working blades operational damages of turbojet low-pressure compressor rotor. *Aerospace MAI Journal*, 2021, vol. 28, no. 4, pp. 131-150. DOI: 10.34759/vst-2021-4-131-150

### Введение

В процессе эксплуатации авиационных турбореактивных двигателей, в результате взаимодействия элементов конструкции ТРД с посторонними предметами (ПП) с взлетно-посадочной полосы (ВПП) и птиц [1], находящимися в воздуш-

ном пространстве на траектории полета воздушного судна, происходит повреждение лопаток компрессора [2, 3], которые рассматриваются как эксплуатационные повреждения. Повреждаются входные кромки и перо лопаток КНД двигателя.

В случае повреждения входной кромки лопаток компрессора уменьшается хорда, изменяются радиус входной кромки и угол атаки. Это обстоятельство приводит к изменению характера обтекания рабочих лопаток и лопаток направляющего аппарата и к уменьшению запаса газодинамической устойчивости КНД, определяемого как [4–6]

$$\Delta K_y = (K_y - 1)100\%,$$

где  $K_y = \frac{\pi_{к,гр}^* / G_{в,пр,г}}{\pi_{к,раб}^* / G_{в,пр,раб}}$ ; индексы “гр” и “раб”

соответствуют значениям параметров на границе устойчивости и на линии рабочих режимов для одной и той же напорной ветви характеристики колеса, т.е. для определенной кривой с  $n_{пр} = \text{const}$ .

Если снижение конструктивной прочности лопаток компрессора ТРД из-за их эксплуатационных повреждений учитывается ОСТ 1 00304-79, то снижение эффективности компрессора как лопаточной машины в результате эксплуатационных повреждений лопаток компрессора ТРД в эксплуатационно-технической документации не указывается. Из-за отсутствия вычислительных программ, обеспечивающих исследование поврежденного компрессора, затруднено проведение расследования и установление истинных причин отказа двигателя в полете. Отсутствует также методика численного моделирования [7] влияния эксплуатационных повреждений рабочих лопаток ротора КНД ТРД на снижение эффективности ТРД.

Это обстоятельство может приводить к снижению уровня безопасности полетов из-за аварий и катастроф.

### Цель и задачи исследования

Цель исследования — разработать методику численного моделирования эксплуатационных повреждений рабочих лопаток ротора КНД ТРД.

Задачи исследования:

1. Сформировать на основании опыта эксплуатации современных ТРД виды эксплуатационных повреждений рабочих лопаток ротора КНД.

2. Определить основные этапы построения методики.

3. Апробировать методику на прототипе ТРДД типа РД-33 с оценкой влияния забоин на входных кромках лопаток компрессора авиационного ТРД на качество его функционирования.

### Материалы исследования и выводы

Разработанные к настоящему времени вычислительные программы типа CFD-код NUMECA Fine/Turbo не позволяют непосредственно использовать их для исследования поврежденного компрессора как лопаточной машины, без соответствующих доработок. В данной работе предлагается методика исследования трёхмерного течения потока в поврежденном компрессоре с использованием CFD-код NUMECA Fine/Turbo [8, 9], реализующая численное решение уравнений Навье—Стокса, осредненных по Рейнольдсу, если турбулентность характеризуется однопараметрической моделью турбулентности Spalart-Allmaras [10–15]. Методика моделирования эксплуатационных повреждений ТРД позволяет:

- 1) уточнить закономерность влияния различных видов эксплуатационных повреждений лопаток КНД на характеристики поврежденного компрессора как лопаточной машины;

- 2) оценить надежность ТРД;

- 3) выявить опасные режимы работы поврежденного двигателя;

- 4) определить ресурс поврежденной лопатки;

- 5) оценить степень снижения запаса газодинамической устойчивости поврежденного КНД при работе в системе двигателя.

Разработанная методика обеспечивает проведение исследований поврежденного КНД ТРД с необходимой точностью при относительно небольших вычислительных ресурсах и включает в себя следующие операции:

- 1) выбор прототипа ТРД;

- 2) построение расчетной геометрической модели поврежденного компрессора ТРД [6];

- 3) профилирование сверхзвуковых лопаток КНД ТРД;

- 4) построение сетки [16], обеспечивающей расчет характеристик поврежденного компрессора, с учетом числа поврежденных лопаток, их расположения в рабочем колесе, уровня и вида повреждения;

- 5) выбор модели турбулентности;

- 6) построение расчетной модели поврежденного компрессора.

При выборе прототипа ТРД в качестве исходного варианта двигателя выбирается ТРД, эксплуатируемый в данном регионе, имеющий подобные эксплуатационные повреждения. Например, если эксплуатационные повреждения характеризуются повреждениями от воздействия посторонних предметов с ВПП и птиц, находящихся в воздушном пространстве на траектории полета

воздушного судна, то в качестве прототипа ТРД может быть принят ТРДД типа РД-33 (двигатели семейства РД-33 [17]) (рис. 1), имеющий подобные эксплуатационные повреждения. Расчетная геометрическая модель поврежденного компрессора ТРДД строится по выбранному прототипу двигателя (рис. 1, табл. 1 и 2).

Если ТРД содержит сверхзвуковые лопатки КНД, то выполняется операция “Профилирование сверхзвуковых лопаток КНД” с использованием специально разработанной методики профилирования сверхзвуковых лопаток компрессора ТРД [18]. В основу разработанной методики

профилирования сверхзвуковых лопаток компрессора положены требования, предъявляемые к профилированию сверхзвуковых лопаток КНД и условия, обеспечивающие:

- 1) формирование скорости потока в относительном движении на входе в рабочее колесо в диапазоне  $>1,0$ ;
- 2) формирование с помощью дуг окружностей (или параболических или гиперболических кривых, лемнискаты Бернули или кривых более высокого порядка) средней линии сверхзвукового профиля, спинки профиля и вогнутой части лопатки;

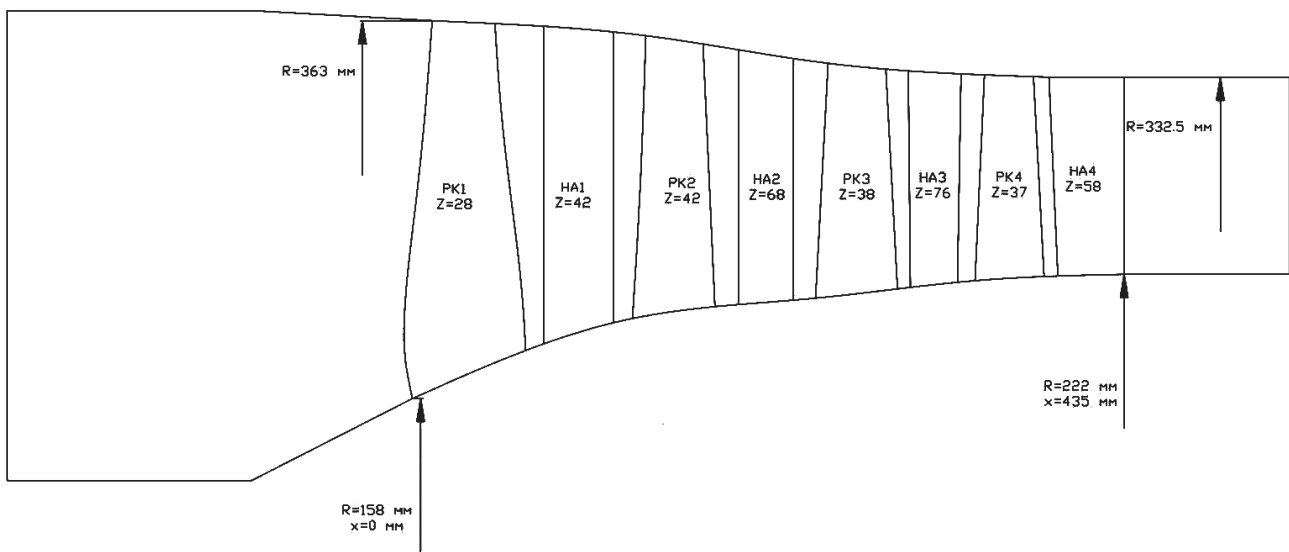


Рис. 1. Расчетная геометрическая модель проточной части поврежденного КНД прототипа ТРДД типа РД-33

Таблица 1

**Основные конструктивные данные КНД двигателя типа РД-33, использованные при исследовании**

Параметр	Номер ступени			
	1	2	3	4
Внешний диаметр, мм	726	710	680	665
Внутренний диаметр, мм	316	403	425	444
Число рабочих лопаток, шт.	28	42	38	37
Число лопаток НА, шт.	42	68	76	58

Таблица 2

**Основные данные КНД двигателя РД-33**

Степень повышения давления, $\pi_k^*$	3.3
Расход воздуха, $G_{в.лр}$	$76,5 \pm 1,5$ кг/с
Коэффициент полезного действия (КПД), $\eta_k^*$	0,83
Частота вращения ротора КНД ( $n_{пр} = 100\%$ )	11000 об/мин

3) формирование кривизны поверхности спинки на начальном участке, позволяющей стабилизировать скачки уплотнения в этой области, обеспечение высокого значения КПД сжатия и исключение отрыва пограничного слоя;

4) индивидуальное построение профиля лопатки по высоте в каждом расчетном сечении и исключение использования единого базового профиля определенного семейства;

5) построение профиля сверхзвуковой лопатки рабочего колеса КНД с использованием программы Autodesk Inventor 2019 для сверхзвуковой 3D-модели лопатки (рис. 2).

ходит изменение геометрии профиля лопатки. Изменяется радиус входной кромки в зоне повреждения лопатки, уменьшается хорда профиля, изменяется поверхность пера лопатки и т.п. Изменение геометрии профиля лопатки приводит к изменению характера обтекания профиля лопатки. Эти изменения при численном моделировании должны быть учтены. Учет этих изменений достигается с помощью специальной методики построения сетки. Конфигурация сетки выполняется в зависимости от вида и уровня повреждения, числа поврежденных лопаток, характера расположения поврежденных лопаток в ра-

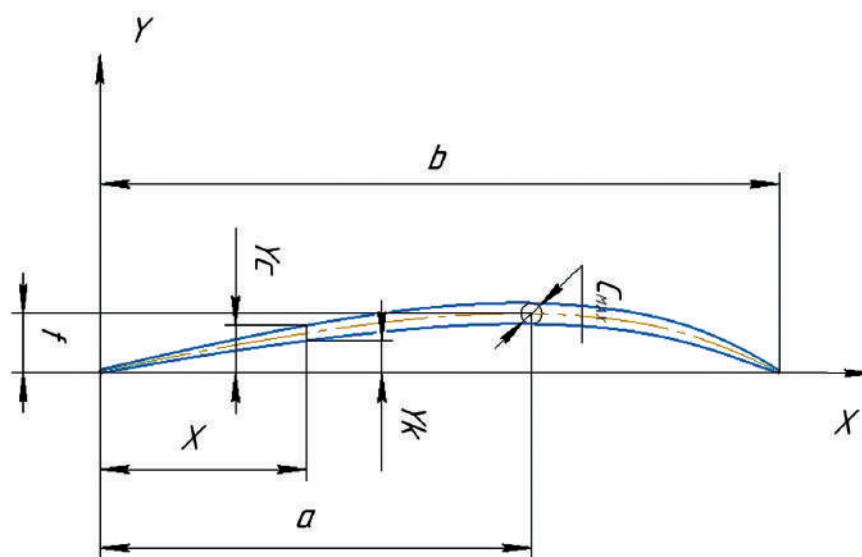


Рис. 2. Расчетная схема профиля сверхзвуковой лопатки:  $b$  — длина хорды профиля;  $f$  — ордината средней линии профиля в точке максимальной выгнутости;  $Y_c$  — ордината точки спинки профиля;  $Y_k$  — ордината точки корыта профиля;  $C_{max}$  — максимальная толщина профиля;  $X$  — абсцисса точки профиля;  $a$  — абсцисса центра тяжести профиля

В данной работе профилирование проведено для рабочей лопатки первой ступени компрессора ТРДД, когда в качестве прототипа использовался ТРДД типа РД-33. Рассмотрены шесть сечений (рис. 3) с параметрами:

— для периферийного сечения относительная толщина  $c = \frac{C_{max}}{b} = 2,42\%$ ;  $a = \frac{b}{2}$ ;  $f = 2,07\% \cdot b$  (рис. 2);

— для корневого сечения  $c = 8,67\%$ ,  $a = \frac{b}{2}$ ,  $f = 5,88\% \cdot b$ .

Указанные выше геометрические параметры лопатки позволяют построить профиль и характеристики компрессора авиационного ТРД с учетом того, что в процессе эксплуатации ТРД от действия эксплуатационных повреждений проис-

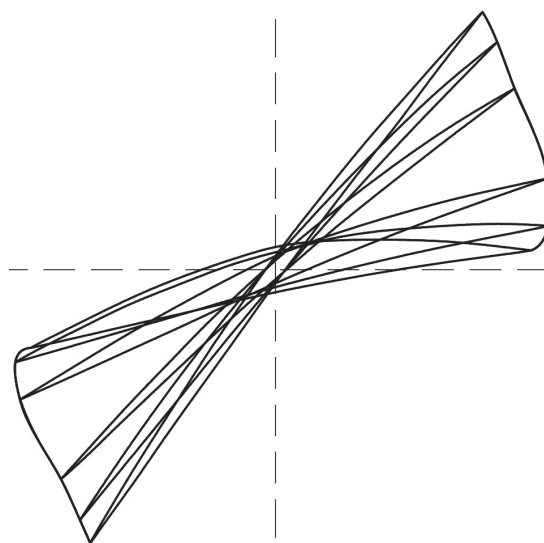


Рис. 3. Схема процесса профилирования рабочей лопатки первой ступени КНД



бочем колесе. Сетка выполняется так, что она позволяет учитывать все особенности поврежденной лопатки и автоматически распознавать геометрию лопаток с использованием программ “IGG/Autogrid” модуля AutoGrid5™ коммерческого программного продукта NUMECA Fine/Turbo. Такое построение сетки позволило также автоматически формировать расчетную сетку по типовому шаблону для любой геометрии лопаточного венца.

Разработанная методика включает в себя методику построения сетки численного моделирования эксплуатационных повреждений рабочих лопаток ротора КНД ТРД и выполнение следующих обязательных операций.

### 1. Выбор расстояния до стены от ближайшей точки сетки

Методика выбора расстояния основана на учете особенностей модели турбулентности и обтекания лопаток потоком воздуха в зависимости от явлений, возникающих внутри пограничных слоев, которые развиваются вдоль сплошных стенок (рис. 4).

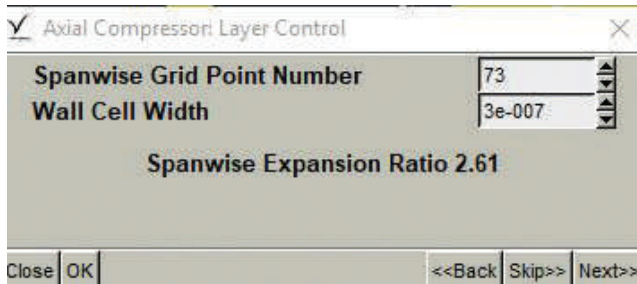


Рис.4. Вид окна на этапе выбора расстояния до стены от ближайшей точки сетки

Соотношение между безразмерным значением  $y^+$  и расстоянием до стены от ближайшей точки сетки определяется с использованием уравнения Блазиуса. Для турбулентных течений уравнение Блазиуса принимается в виде:

$$Y_{wall} = 6 \left( \frac{V_{ref}}{\nu} \right)^{-\frac{7}{8}} \left( \frac{L_{ref}}{2} \right)^{\frac{1}{8}} y^+,$$

где  $Y_{wall}$  — расстояние до стены от ближайшей точки сетки, м;

$V_{ref}$  — характеристика скорости потока, например, скорость на входе, м/с;

$\nu$  — кинематическая вязкость жидкости — отношение динамической вязкости к плотности жидкости,  $m^2/c$ ;

$L_{ref}$  — характерный размер лопатки — длина, высота лопатки;  
 $y^+$  — безразмерная величина.

Если

$$V_{ref} = 425 \text{ м/с}, L_{ref} = 0,05 \text{ м},$$

$$\nu = 1,466 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}, y^+ = 2,$$

то  $Y_{wall} = 3 \cdot 10^{-7}$  м.

В работе принято  $Wall Cell Width = 3 \cdot 10^{-7}$  м.

### 2. Выбор модели турбулентности

Модель турбулентности выбирается в соответствии с рекомендациями, изложенными в NUMECA, и местоположением до ближайшей точки сетки вдоль стены на расстоянии, соответствующем безразмерному значению  $y^+$ , в диапазоне 1...5 (для моделей с низким числом Рейнольдса) или 30...50 (для моделей с высоким числом Рейнольдса). В случае тепловых эффектов значения  $y^+$  принимают равным 0,1.

### 3. Выбор сеточной топологии

Выбор сеточной топологии основан на удовлетворении условий адаптивности нарушениям геометрии лопаток, высокой степени ортогональности и равномерности периодических секторов сетки (рис. 5). Невыполнение этих требований приводит к ошибкам. В некоторых случаях отклонение от этих требований делает невозможным проведение моделирования.

В модуле AutoGrid5™, топология O4N, по умолчанию использованы дополнительные восходящие/нисходящие H-блоки. Топология O4N по умолчанию включает в себя пять блоков:

- пристеночный блок, представляющий собой O-сетку, окружающую лопатки;
- входной блок, представляющий собой H-сетку, расположенную перед входной кромкой;
- выходной блок, представляющий собой H-сетку, расположенную за выходной кромкой;
- верхний блок, представляющий собой H-сетку, расположенную над профилем лопатки;
- нижний блок, представляющий собой H-сетку, расположенную под профилем лопатки.

### 4. Построение сетки

#### в зоне поврежденных лопаток

В зоне поврежденных лопаток сетка строится с учетом уровня и вида (формы) повреждения с использованием контрольной точки в окне «от лопатки к лопатке» (View B2B). Положение контрольной точки определяет конфигурацию сетки (рис. 6). Если повреждение имеет вид забои-

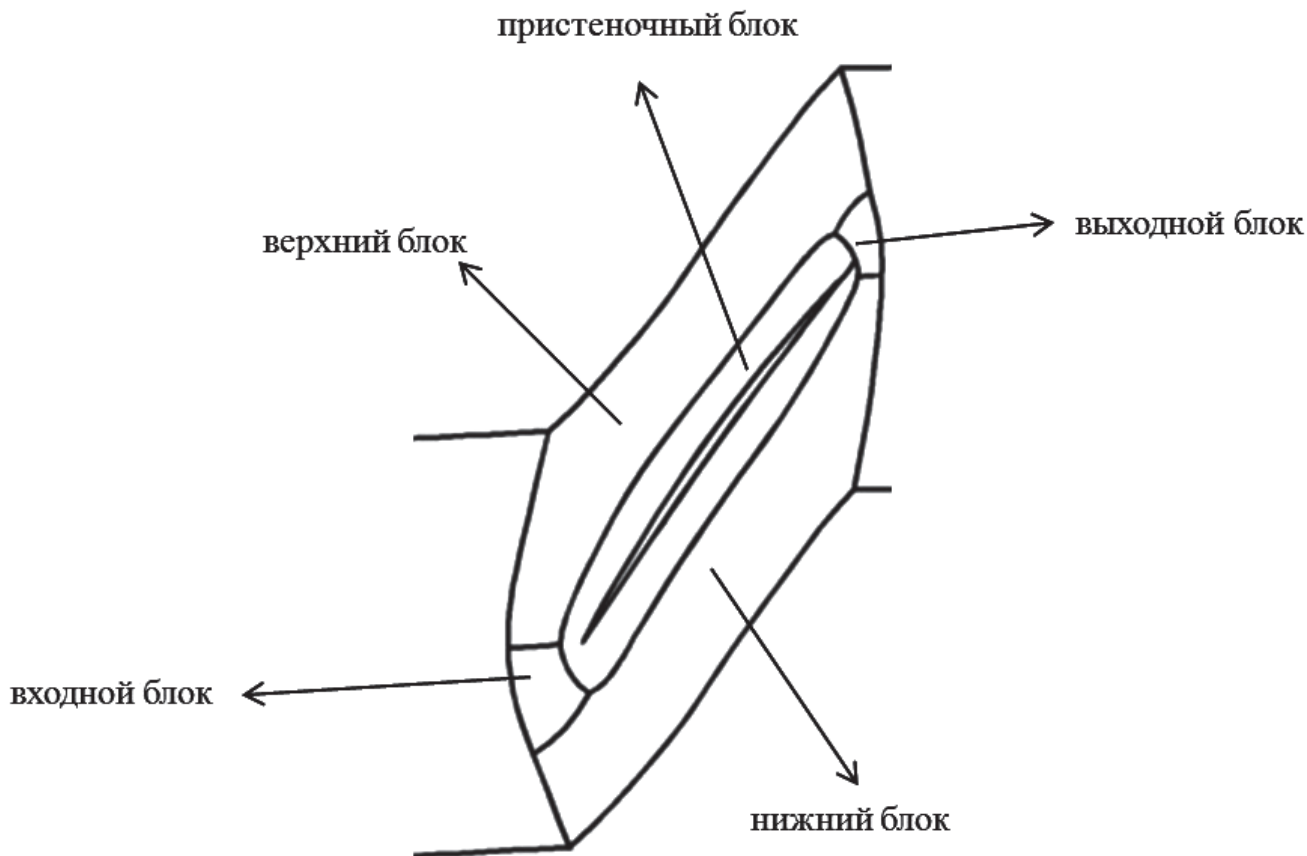


Рис. 5. Расчетная схема сеточной топологии

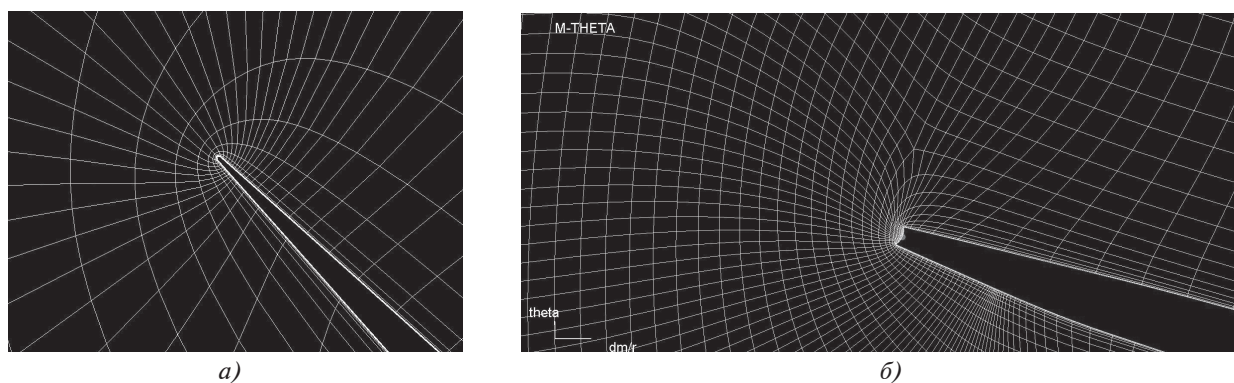


Рис. 6. Сетка конечных объемов для численной модели поврежденной лопатки. Повреждение в виде забоины входной кромки лопатки рабочего колеса первой ступени КНД (прототип ТРДД типа РД-33): *а* — лопатка не повреждена; *б* — лопатка повреждена

ны, то для получения сетки контрольная точка располагается в середине забоины.

**5. Построение сетки с учетом расположения поврежденных лопаток в рабочем колесе**

Построение сетки, учитывающей расположение поврежденных лопаток в рабочем колесе, выполнено с учетом следующего обстоятельства.

Недоработанный модуль AutoGrid5™ коммерческого программного продукта NUMECA Fine/

Turbo позволяет строить сетку только для отдельного неповрежденного модуля рабочего колеса или направляющего аппарата. Поэтому доработка модуля выполнена таким образом, чтобы использовать его при формировании рабочего колеса с поврежденными лопатками. В каждом модуле сетка строится с периодичностью по одному оригинальному сектору, в который импортируется отдельно геометрия лопаток. Поэтому моделирование влияния эксплуатационных по-

вреждений лопаток КНД на эффективность работы КНД, с использованием программного продукта NUMECA Fine/Turbo, проведено в зависимости от числа секторов, построенных с определенным количеством поврежденных лопаток, импортированных из оригинального сектора.

Если в качестве прототипа принят ТРДД типа РД-33, у которого рабочее колесо первой ступени КНД выполнено с 28 лопатками, то построение сетки рабочего колеса с помощью доработанного модуля AutoGrid5™ может быть проведено с использованием следующих вариантов:

— 28 секторов. В каждом секторе одна неповрежденная или поврежденная лопатка. Это соответствует случаю, когда отсутствуют повреждения лопаток или когда все лопатки повреждены;

— 14 секторов. В каждом секторе представлена одна поврежденная лопатка, что соответствует повреждению 14 лопаток;

— 7 секторов. В каждом секторе повреждена одна лопатка. Это соответствует повреждению семи лопаток;

вызывающее изменение формы лопатки по высоте радиуса кривизны, что требует учета этого обстоятельства при построении сетки. Учет изменения формы сетки по высоте обеспечивается модулем AutoGrid5™ через линии входной и выходной кромок и выбором расположения контрольной точки. При изменении конфигурации поперечного сечения на определенной высоте (рис. 8) для получения сетки контрольная точка в окне «от лопатки к лопатке» (View B2B) располагается в середине забоины (см. рис. 6,б).

Кривизна дна забоины  $R$  представляет собой радиус вогнутой дуги профиля при повреждении. При большой кривизне дно забоины является плоскостью. При меньшей кривизне дно забоины представляет собой окружность (против течения) и приводит к увеличению гидравлических потерь. Изменение кривизны дна забоины вызывает изменение качества функционирования поврежденного компрессора, в частности, уменьшение запаса газодинамической устойчивости вследствие изменения характера обтекания воздушным потоком поврежденных лопаток.

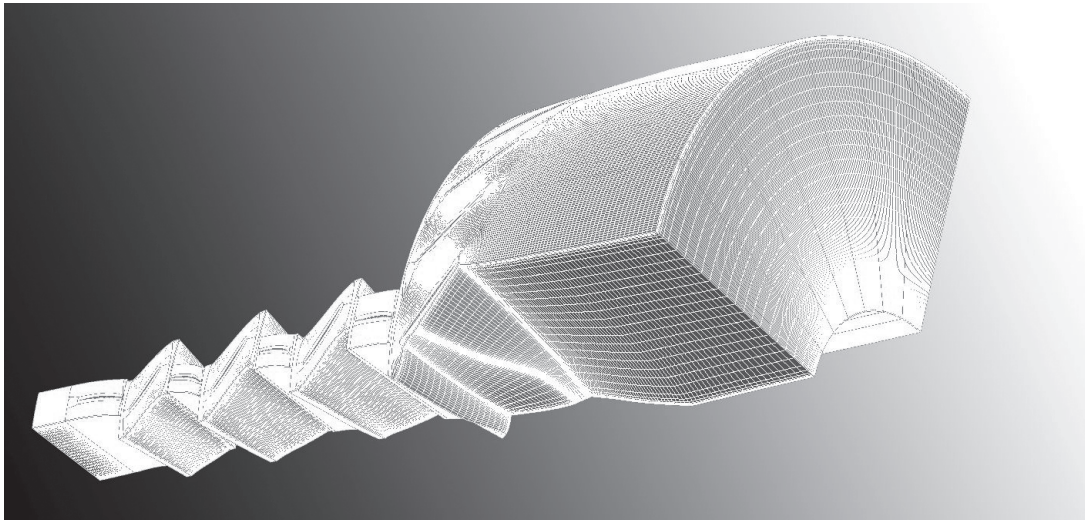


Рис. 7. Расчетная сетка КНД для случая, когда сетка рабочего колеса первой ступени состоит из четырех секторов

— 4 сектора. В каждом секторе повреждена одна лопатка. Это соответствует случаю, когда повреждены четыре лопатки (рис. 7).

## 6. Построение сетки с учетом вида эксплуатационных повреждений лопаток КНД ТРД

В результате эксплуатационных повреждений лопаток компрессора происходит изменение конфигурации поперечного сечения лопатки,

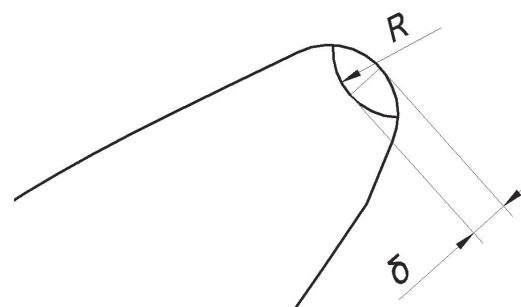


Рис. 8. Схема конфигурации забоины с радиусом кривизны  $R$



Для реальных конструкций лопаток компрессора, в случае их повреждения в виде забоины, радиус кривизны дна забоины  $R$  изменяется от 0 до  $\infty$  (дно забоины представляет собой плоскость), рис. 8. Для забоины, когда  $\delta=5,0$  мм в среднем сечении лопатки рабочего колеса первой ступени КНД ТРДД типа РД-33 из-за особенности профиля, значения кривизны  $R=0$ ; 0,5 мм не существуют и при  $R=4$  мм дно можно рассматривать как плоскость. Поэтому расчеты проведены для значений кривизны  $R=1, 2, 3, 4$  мм. Такое изменение кривизны дна забоины отражается на характере изменения запаса газодинамической устойчивости (рис. 9).

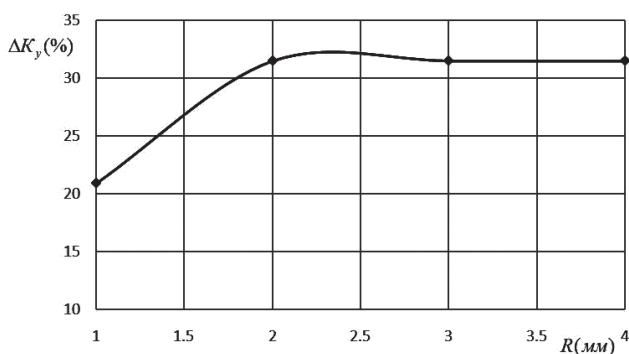


Рис. 9. Изменение  $\Delta K_y$  КНД в зависимости от кривизны дна забоины в среднем сечении лопатки рабочего колеса первой ступени КНД ( $\delta = 5,0$  мм, режим работы:  $n = 80\%$ , прототип ТРДД типа РД-33, количество поврежденных лопаток на рабочем колесе 14)

### 7. Построение модели поврежденной лопатки

Если лопатка КНД повреждена в виде забоины, то модель поврежденных лопаток строится с учетом уменьшения хорды лопаток КНД в зависимости от формы и уровня повреждения (рис. 10). Трехмерная геометрия лопатки построена по поперечным сечениям, включая поврежденные и неповрежденные сечения, так что форма лопатки похожа на реальную при её повреждении.

### 8. Построение сетки с учетом уровня повреждения лопаток КНД

Учет уровня повреждения лопаток (рис. 10), при построении сетки, проводится в соответствии с моделью поврежденной лопатки.

При уменьшении хорды лопаток появляется разница между структурами сетки в поврежденной и неповрежденной зонах (см. рис. 6). В окне

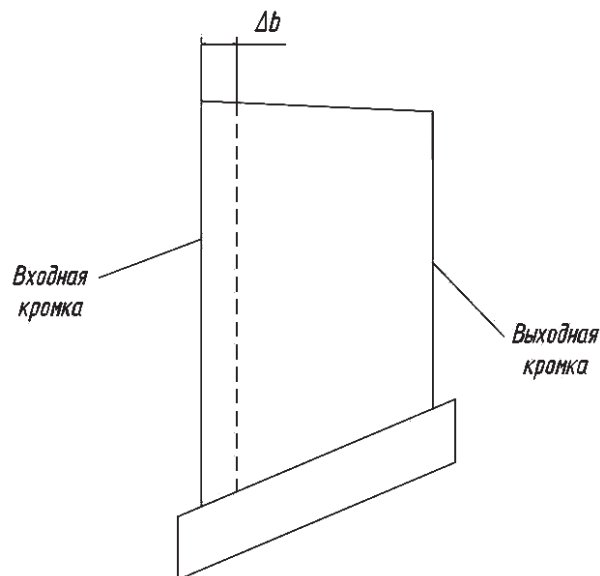


Рис. 10. Модель поврежденной лопатки в виде забоины на входной кромке лопатки

«от лопатки к лопатке» (View B2B) контрольная точка сетки в поврежденной зоне перемещается к середине забоины.

### 9. Построение сетки с учетом количества поврежденных лопаток в рабочем колесе КНД

Построение сетки, учитывающей количество поврежденных лопаток в рабочем колесе, проводится аналогично методике, изложенной в пункте 6 данной статьи, т.е. сетка строится в зависимости от вариантов секторов:

- 28 секторов. В каждом секторе одна неповрежденная лопатка, если количество поврежденных лопаток равно 0.

- 4 сектора. В каждом секторе представлена только одна поврежденная лопатка, если количество поврежденных лопаток равно 4.

- 7 секторов. В каждом секторе повреждена только одна лопатка, если количество поврежденных лопаток равно 7.

- 14 секторов. В каждом секторе повреждена только одна лопатка, если количество поврежденных лопаток равно 14.

- 28 секторов. В каждом секторе одна поврежденная лопатка, если количество поврежденных лопаток равно 28.

### 10. Построение сетки с учетом вида расположения поврежденных лопаток в рабочем колесе КНД

Если количество поврежденных лопаток равно 14 и каждая поврежденная лопатка расположена между двумя неповрежденными лопатками,

то сетка строится по варианту 14 секторов. В каждом секторе представляется одна поврежденная лопатка и одна неповрежденная лопатка.

Если число поврежденных лопаток равно 14 с последовательным расположением двух поврежденных лопаток между двумя неповрежденными лопатками (рис.11), то сетка строится по варианту 7 секторов. В каждом секторе представлены две поврежденные и две неповрежденные лопатки в определенном порядке (рис.11).

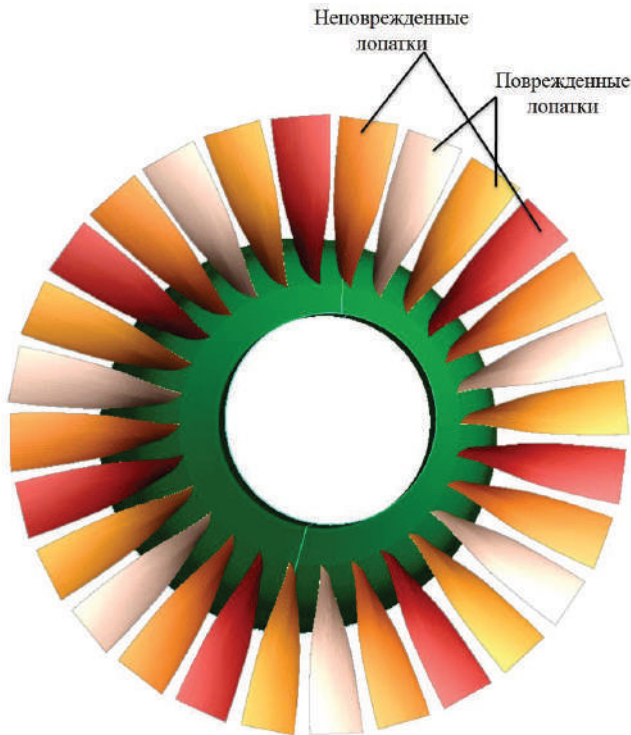


Рис. 11. Рабочее колесо КНД с двумя последовательными поврежденными лопатками

**11. Построение сетки с учетом изменения (уменьшения) хорды профиля лопатки, угла атаки и высоты межлопаточного канала**

Повреждение лопатки в виде забоины приводит к уменьшению хорды профиля, изменению угла атаки и высоты канала на входе (рис. 12–17).

Если принимается допущение, что относительная скорость на входе в межлопаточный канал поврежденной ступени в виде забоины уменьшается пропорционально изменению высоты межлопаточного канала ( $h_{пк} / h_k$ ) на входе,

т.е. если  $W_{1п} = (h_k / h_{пк})W_1$ , то расходная составляющая скорости перед колесом в межлопаточном канале между  $i$ -м и  $i+1$ -м сечениями лопатки в случае ее повреждения будет определяться соотношением:

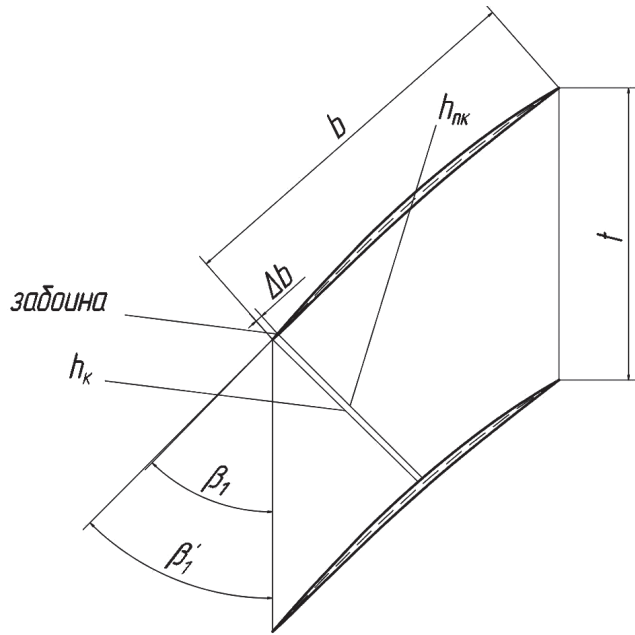


Рис. 12. Схема изменения высоты межлопаточного канала в случае повреждения рабочей лопатки компрессора в виде забоины на входной кромке лопатки

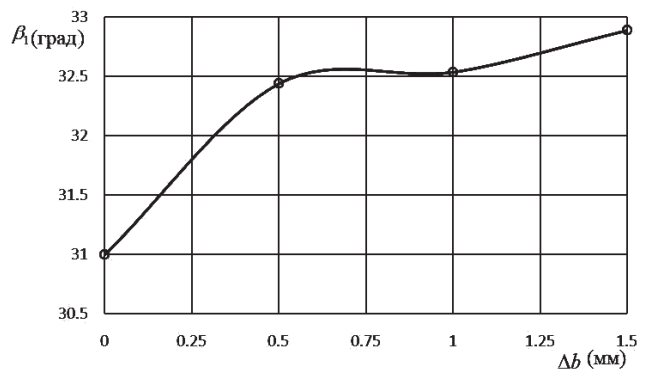


Рис. 13. Изменения угла атаки в периферийном сечении лопатки в зависимости от уровня повреждения  $\Delta b$  (режим работы  $n = 100\%$ , прототип ТРДД типа РД-33)

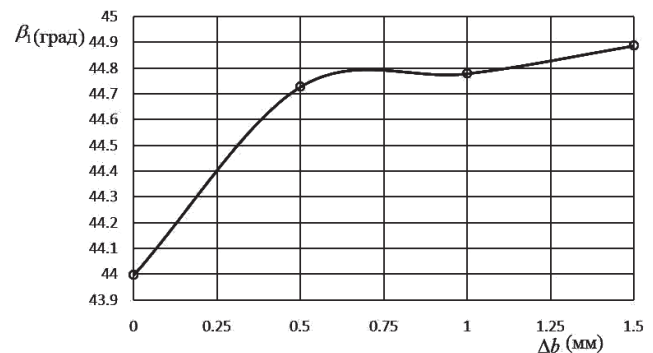


Рис. 14. Изменения угла атаки в среднем сечении лопатки в зависимости от уровня повреждения  $\Delta b$  (режим работы  $n = 100\%$ , прототип ТРДД типа РД-33)

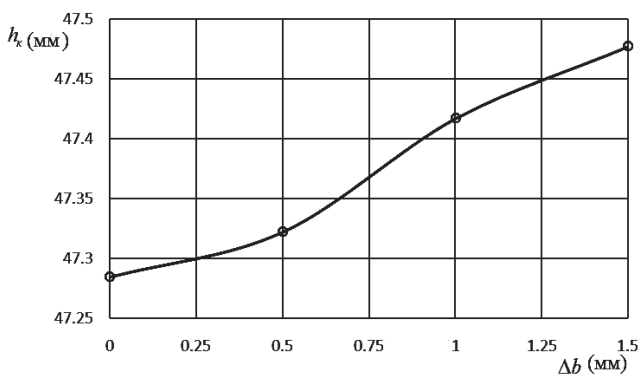


Рис. 15. Изменения высоты межлопаточного канала в периферийном сечении лопатки в зависимости от уровня повреждения Δb (режим работы n = 100%, прототип ТРДД типа РД-33)

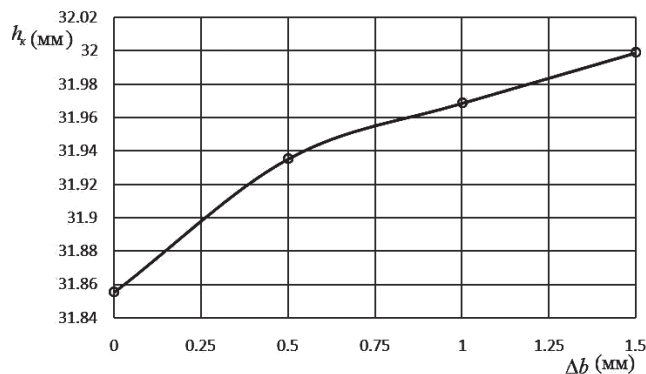


Рис. 17. Изменения высоты межлопаточного канала корневом сечении лопатки в зависимости от Δb (режим работы n = 100%, прототип ТРДД типа РД-33)

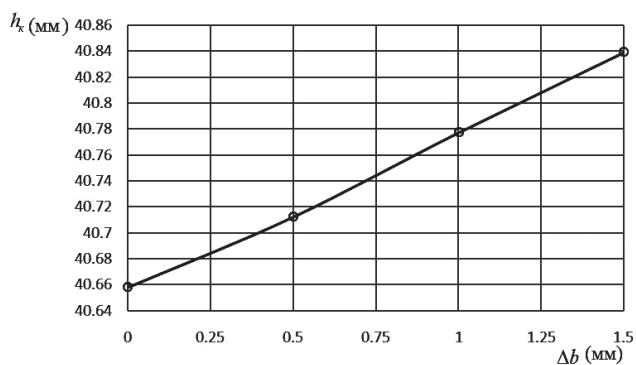


Рис. 16. Изменения высоты межлопаточного канала в среднем сечении лопатки в зависимости от уровня повреждения Δb (режим работы n = 100%, прототип ТРДД типа РД-33)

$$\Delta c_{1a} = c_{1a} - \sqrt{\left(\left(\frac{h_k}{h_{pk}}\right)W_1\right)^2 - u^2},$$

где  $c_{1ап} = \sqrt{W_{1п}^2 - u^2}$ ;  $u$  — окружная скорость в рассматриваемом сечении поврежденной лопатки.

При построении сетки с учетом уменьшения хорды профиля лопатки, угла атаки и высоты межлопаточного канала, аналогично пункту 7 контрольная точка в окне «от лопатки к лопатке» (View B2B) располагается в середине заборной (см. рис. 6, б) и сетка реструктурируется.

### 12. Оценка характера обтекания профиля поврежденной рабочей лопатки

Для оценки характера обтекания профиля поврежденной рабочей лопатки используются доработанные программы типа CFD-код NUMECA Fine/Turbo. Эти программы позволяют проводить оценку:

- характера обтекания профиля поврежденной рабочей лопатки для различных видов эксплуатационных повреждений;

- роста гидравлических потерь;
- снижения эффективности процессов сжатия [19] в зависимости от вида и уровня повреждений [20, 21] (рис. 18) и др.

### 13. Выбор числа ячеек на один лопаточный венец

Выбор числа ячеек на один лопаточный венец проводится с учетом построения сеток для конечных элементов в доменах лопаточных венцов и выполняется с использованием функции Start Row Wizard. Необходимая точность расчетов достигается за счет выбора размеров ячеек (конечных объемов) и учета общих рекомендаций:

- применять сетки с плавными изменениями размеров элементов;
- уменьшать в пристеночной области размеры элементов сетки.

Уменьшение размера расчетного объема позволяет повышать точность расчета.

Учет вышеприведенных требований позволяет построить вентилятор ТРДД типа РД-33, для трехмерной сетки, с конечным числом ячеек лопаточных венцов КНД (табл. 3) и числом ячеек сетки КНД до 5530063 элементов.

### 14. Построение расчетной модели поврежденного компрессора

Расчетная модель поврежденного компрессора низкого давления строится на основании данных КНД прототипа ТРД с использованием доработанных программ типа CFD-код NUMECA Fine/Turbo. Для сравнения характеристик [22] используется модель неповрежденного компрессора (рис. 19).

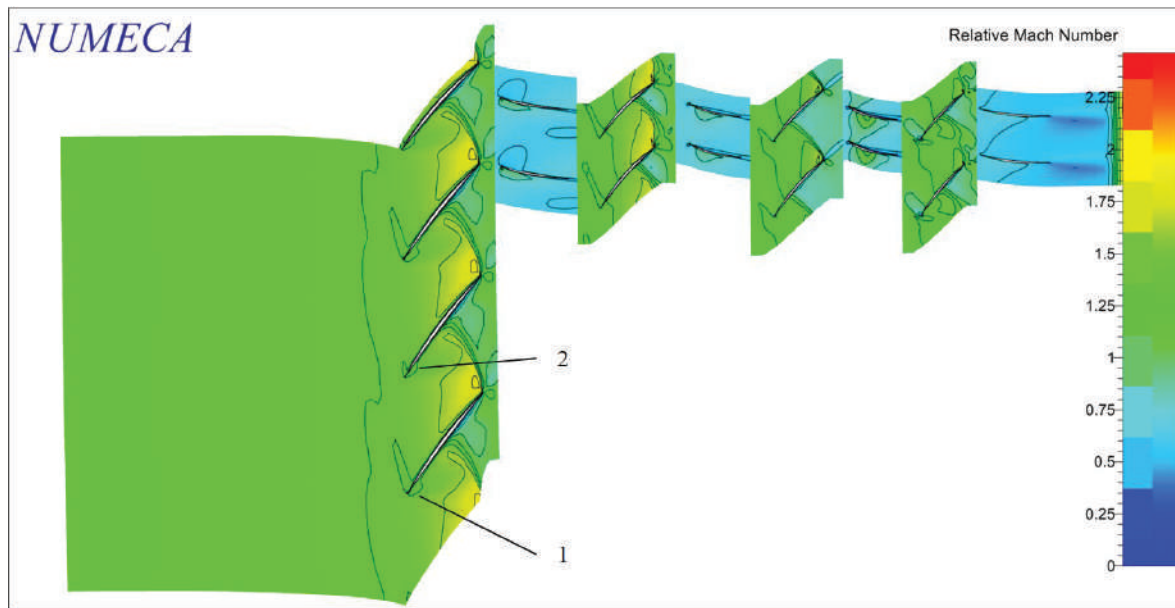


Рис. 18. Характер обтекания поврежденных и неповрежденных лопаток КНД: 1 — лопатка с повреждениями в виде забоины,  $\Delta b = 1,5$  мм; 2 — неповрежденная лопатка (режим работы  $n = 100\%$ , прототип ТРДД типа РД-33)

Таблица 3

Количество ячеек сетки элементов КНД

	РК1	РК2	РК3	РК4	НА1	НА2	НА3	НА4
Число ячеек	1356960	635153	611829	645665	595935	564927	567663	551931

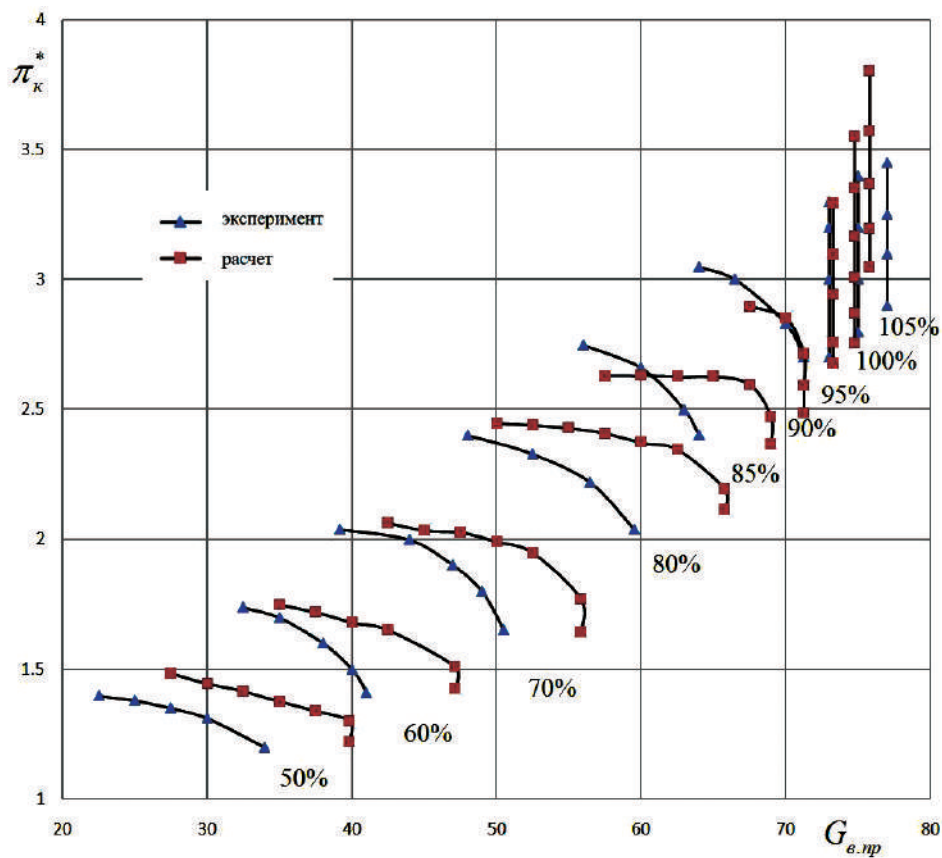


Рис. 19. Характеристики КНД ТРДД типа РД-33Ф

### 15. Оценка изменения значений параметров поврежденного компрессора и ТРД

Использование разработанной методики позволяет провести оценку изменения значений всех параметров поврежденного компрессора и ТРД с учетом особенностей повреждения двигателя и КНД, в частности: 1) уточнить закономерности влияния видов эксплуатационных повреждений лопаток КНД, необходимые для построения расчетной модели поврежденного компрессора; 2) построить сетки поврежденного компрессора, учитывающие характер повреждения, а также характеристики компрессора; 3) оценить надежность поврежденного ТРД; 4) выявить опасные режимы работы поврежденного двигателя; 5) определить ресурс поврежденной лопатки; 6) оценить степень снижения запаса газодинамической устойчивости поврежденного КНД при работе в системе двигателя (рис. 19—29).

#### Результаты применения методики на прототипе ТРДД типа РД-33

Анализ данных численного моделирования эксплуатационных повреждений лопаток КНД

ТРДД типа РД-33 в виде забоины входной кромки лопатки (рис. 12—29) показывает следующее:

— происходит изменение площади проходных сечений. В каналах, примыкающих к каналам с поврежденными лопатками, расход воздуха увеличивается, если углы атаки возрастают. Если углы атаки уменьшаются, то расход воздуха уменьшается. Возникает вращающийся срыв, который приводит к снижению газодинамической устойчивости всего лопаточного венца [20, 21];

— возникает неравномерность полей скоростей и давлений за рабочим колесом и за направляющим аппаратом в радиальном и окружном направлениях;

— происходит изменение угла атаки  $\beta_1$  и высоты межлопаточного канала  $h_k$ . Изменение хорды лопаток  $\Delta b$  приводит к изменению местных значений  $\pi^*$  и КПД (рис. 25—29);

— уменьшается диапазон устойчивой работы ступени компрессора и компрессора в целом (рис. 20—22). Значение  $\Delta K_y$  уменьшается с ростом уровня повреждения  $\Delta b$  (рис. 23, 24, про-

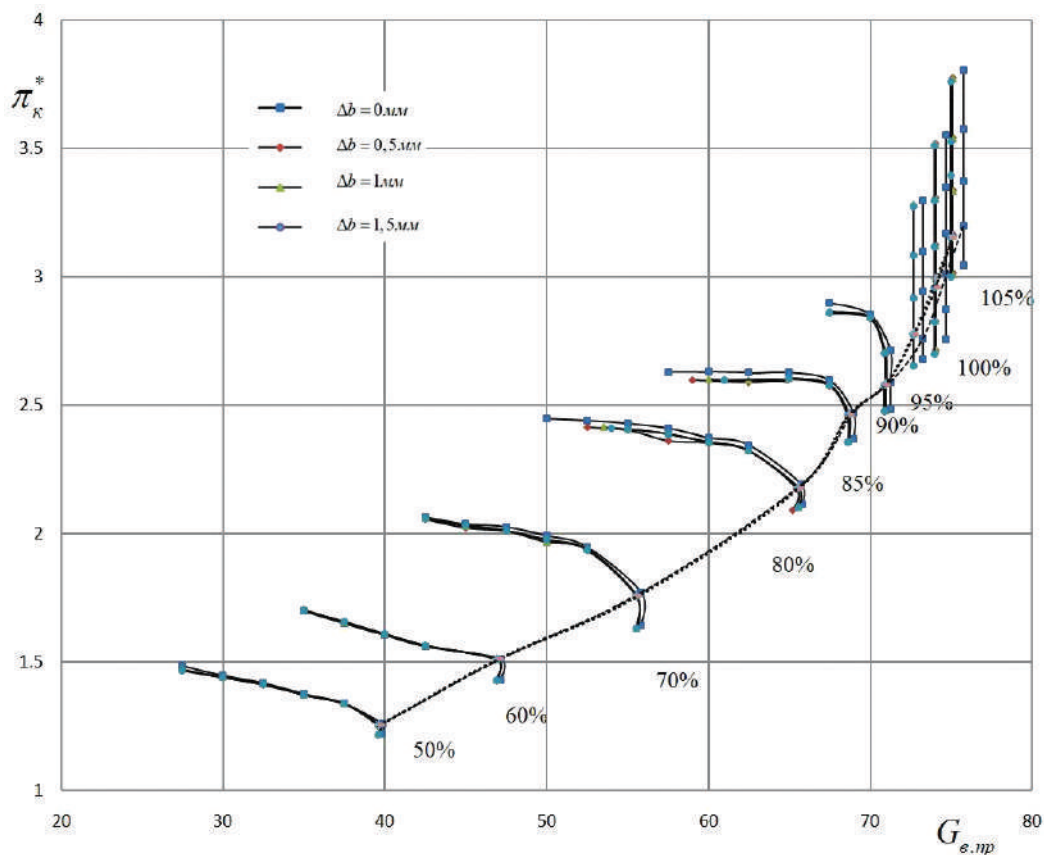


Рис. 20. Изменение положения напорных кривых компрессора в зависимости от повреждений лопаток рабочего колеса первой ступени КНД в виде забоины (прототип ТРДД типа РД-33)



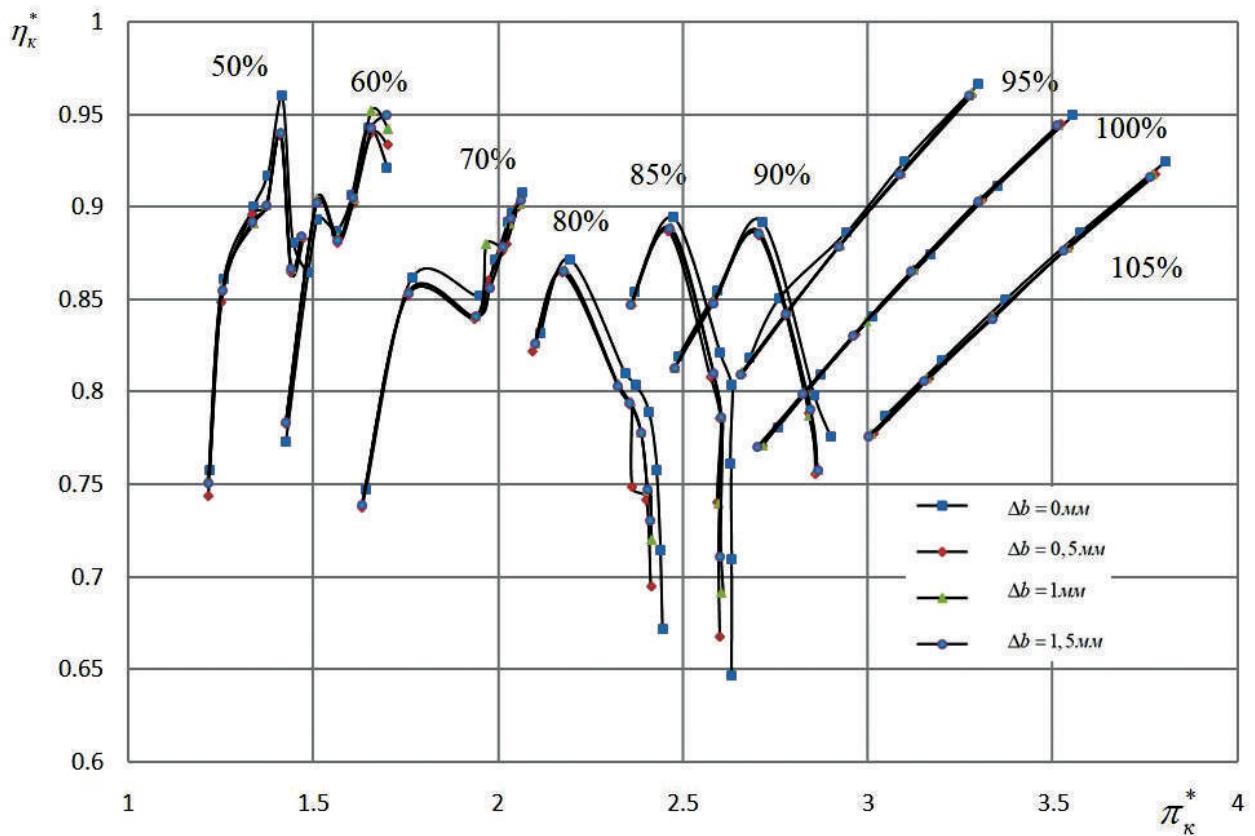


Рис. 21. Изменение значений КПД компрессора в зависимости от режима работы, уровня повреждения лопаток рабочего колеса первой ступени КНД, в виде забоины (прототип ТРДД типа РД-33)

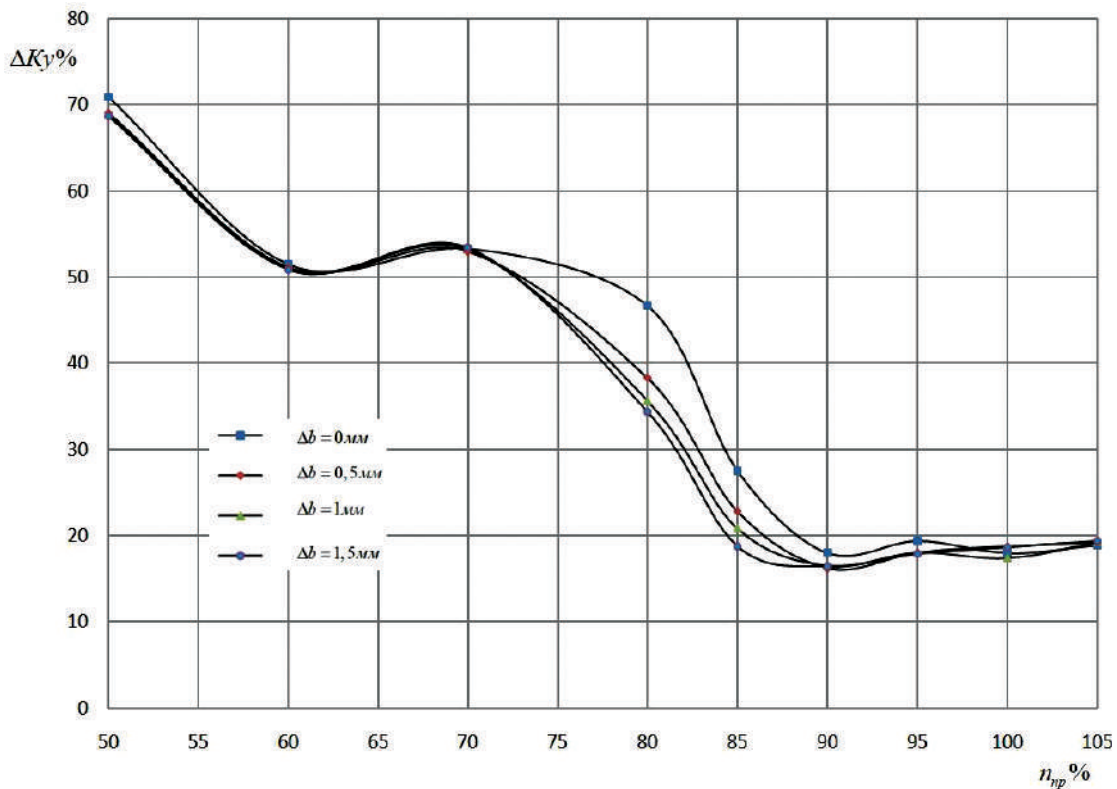


Рис. 22. Изменение запаса газодинамической устойчивости компрессора в зависимости от уровня их повреждения в виде забоины на входной кромке треугольной формы на высоте среднего сечения лопатки рабочего колеса первой ступени КНД (прототип ТРДД типа РД-33, количество поврежденных лопаток на рабочем колесе 14)

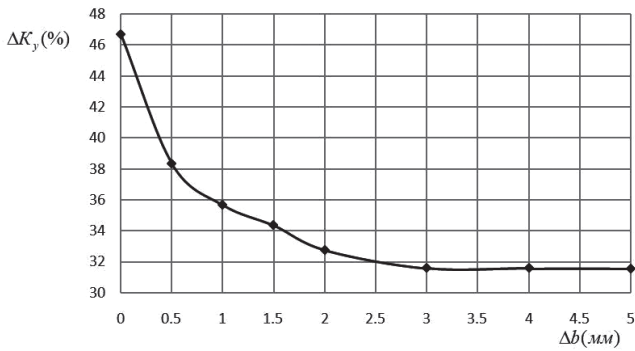


Рис. 23. Изменение  $\Delta K_y$  в зависимости от уровня повреждения (режим работы  $n = 80\%$ , прототип ТРДД типа РД-33)

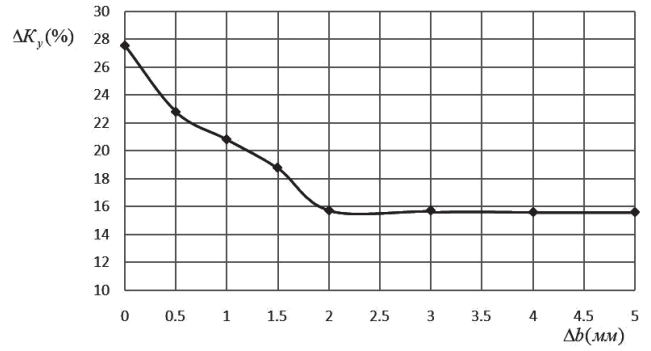


Рис. 24. Изменение  $\Delta K_y$  (прототип ТРДД типа РД-33) в зависимости от уровня повреждения (режим работы  $n = 85\%$ )

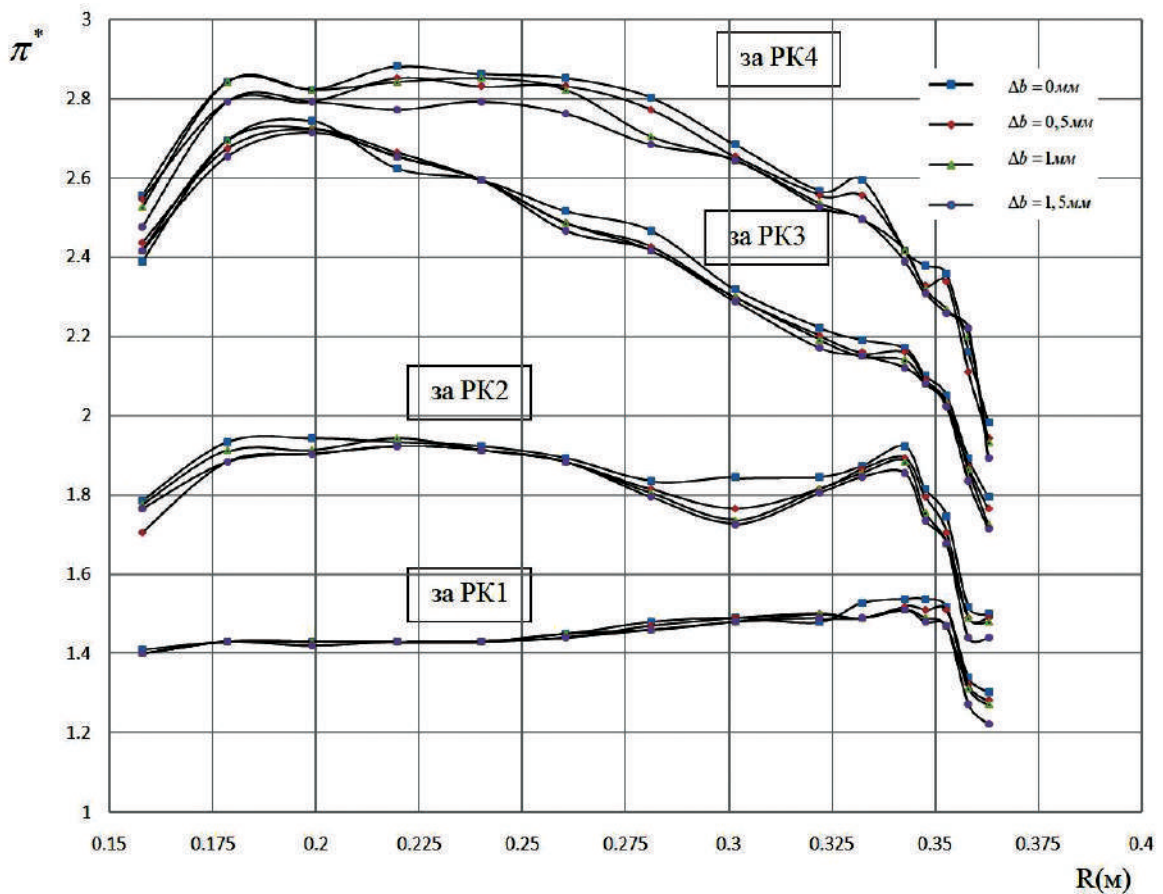


Рис. 25. Распределение значения  $\pi^*$  КНД (прототип ТРДД типа РД-33) по радиусу за рабочими лопатками (режим работы  $n_{пр} = 100\%$ )

тотип ТРДД типа РД-33). Максимальное снижение запаса газодинамической устойчивости регистрируется на определенном режиме ( $n = 80\%$ , и  $n = 85\%$ ), если повреждения рабочих лопаток компрессора КНД представляются в виде заборины треугольной формы на входной кромке на высоте среднего сечения лопатки, а количество поврежденных лопаток равно 14;

— возрастает интенсивность турбулизации пограничного слоя с увеличением уровня повреждения, что приводит к уменьшению запаса газодинамической устойчивости на всех режимах работы КНД [20, 21].

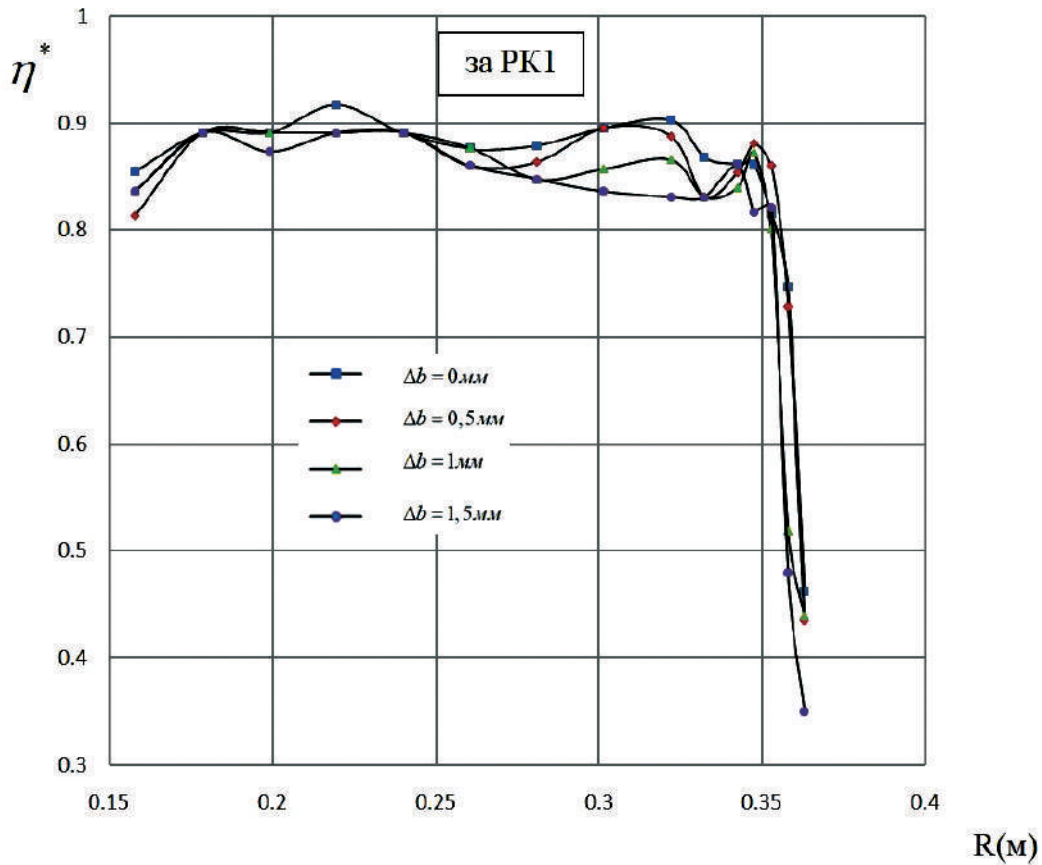


Рис. 26. Распределение значений КПД КНД (прототип ТРДД типа РД-33) по радиусу за РК первой ступени (режим работы  $n_{пр} = 100\%$ )

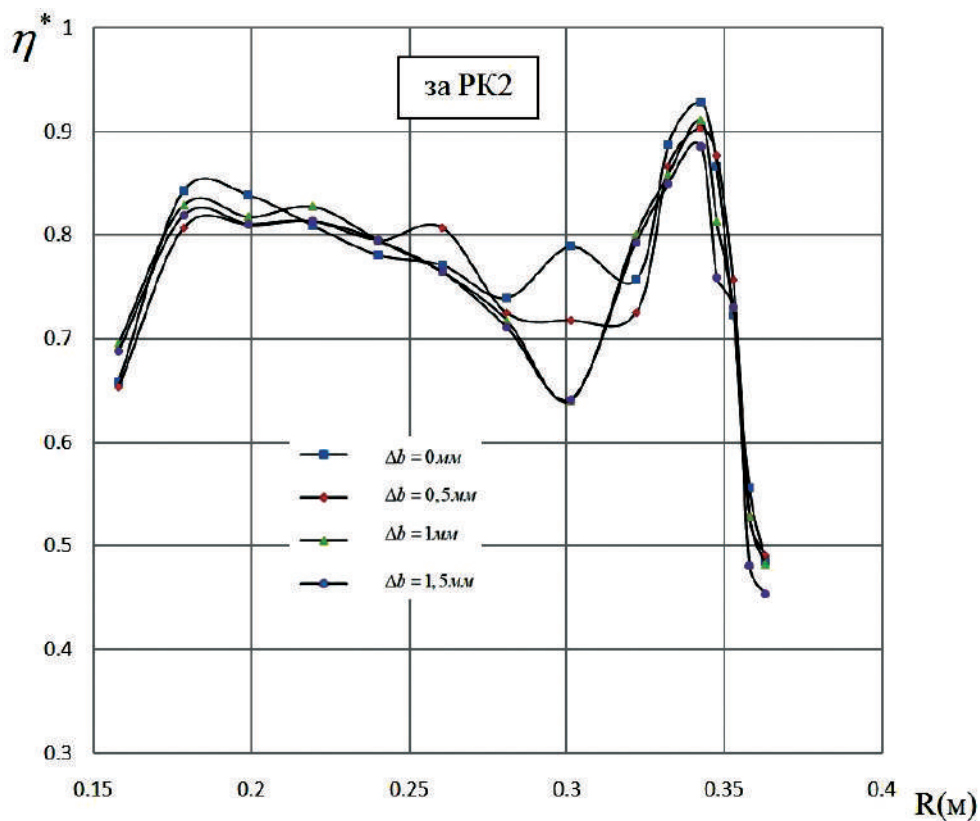


Рис. 27. Распределение значений КПД КНД (прототип ТРДД типа РД-33) по радиусу за РК второй ступени (режим работы  $n_{пр} = 100\%$ )

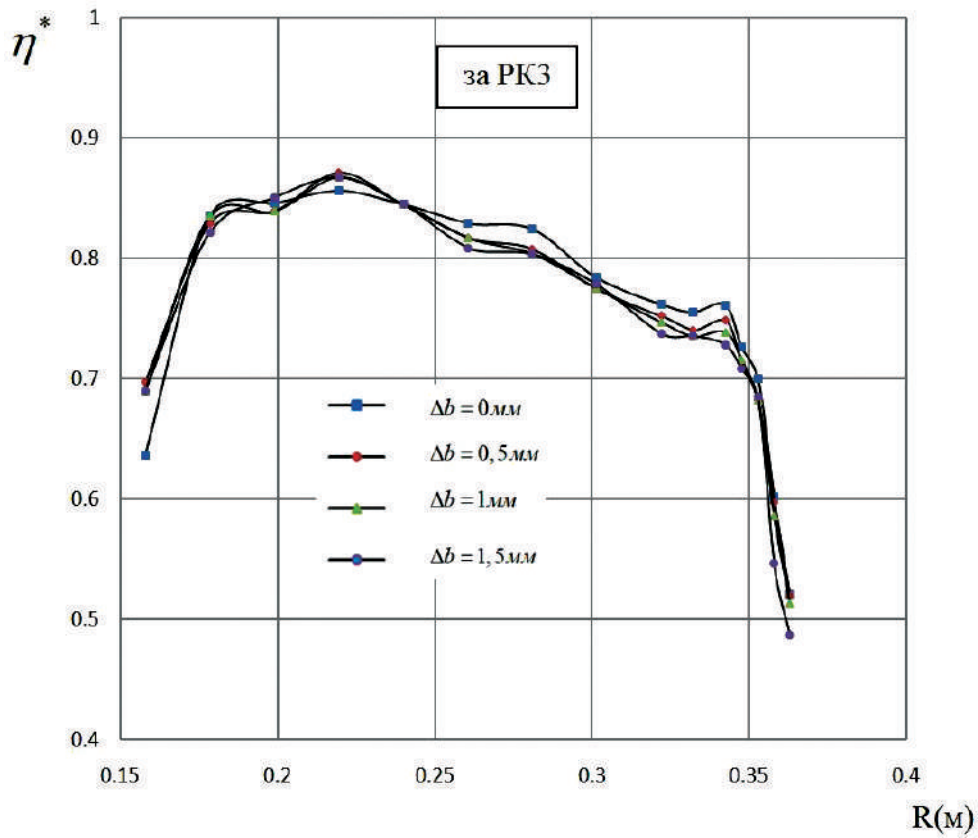


Рис. 28. Распределение значений КПД КНД (прототип ТРДД типа РД-33) по радиусу за РК третьей ступени (режим работы  $n_{пр} = 100\%$ )

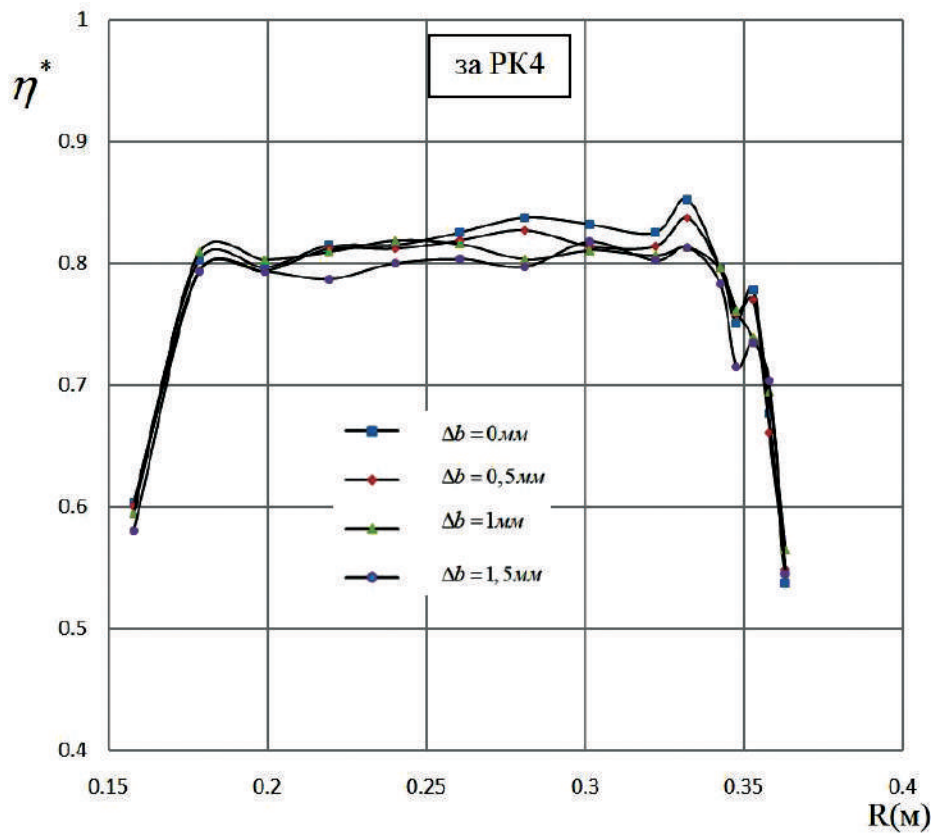


Рис. 29. Распределение значений КПД КНД (прототип ТРДД типа РД-33) по радиусу за РК четвёртой ступени (режим работы  $n_{пр} = 100\%$ )

## Выводы

1. Доработанная коммерческая программа NUMECA Fine/Turbo позволяет:

— уточнить закономерность влияния различных видов эксплуатационных повреждений лопаток КНД на характеристики поврежденного компрессора как лопаточной машины;

— оценить влияние уровня и вида повреждения на характер изменения местных значений  $\pi^*$ , КПД, запаса газодинамической устойчивости двигателя на всех рабочих режимах;

— оценить надежность поврежденного ТРД;

— выявить опасные режимы работы поврежденного двигателя;

— определить ресурс поврежденной лопатки;

— оценить степень снижения запаса газодинамической устойчивости поврежденного КНД при работе в системе двигателя;

— рассчитать характеристику КНД с учетом уровня и вида повреждения;

— выявить изменения параметров КНД и ТРД в зависимости от уровня и вида повреждения.

2. Доработанная коммерческая программа NUMECA Fine/Turbo позволяет использовать ее для различных ТРД. В частности, исследование с применением разработанного метода численного моделирования влияния эксплуатационных повреждений лопаток КНД ТРДД типа РД-33 в виде забоины на входной кромке лопатки позволило установить следующее:

— в каналах, примыкающих к каналам с поврежденными лопатками, расход воздуха увеличивается, если углы атаки возрастают. Если углы атаки уменьшаются, то расход воздуха уменьшается. Возникает вращающийся срыв, который приводит к снижению газодинамической устойчивости всего лопаточного венца;

— за рабочим колесом и за направляющим аппаратом в радиальном и окружном направлениях возникает неравномерность полей скоростей и давлений;

— изменяются угол атаки, высота межлопаточного канала, длина хорды и др. Изменение хорды лопаток приводит к изменению местных значений  $\pi^*$  и КПД; уменьшается диапазон устойчивой работы ступени компрессора и компрессора в целом. Значение запаса газодинамической устойчивости уменьшается с ростом уровня повреждения  $\Delta b$ . Максимальное снижение запаса газодинамической устойчивости регистрируется на определенном режиме ( $n = 80\%$ , и  $n = 85\%$ ), если повреждения рабочих лопаток

КНД представляются в виде забоины треугольной формы на входной кромке на высоте среднего сечения лопатки в случае повреждения 14 лопаток;

— с увеличением уровня повреждения возрастает интенсивность турбулизации пограничного слоя, что приводит к уменьшению запаса газодинамической устойчивости на всех режимах работы КНД;

— при последовательном расположении поврежденных лопаток в рабочем колесе КНД газодинамическая устойчивость компрессора уменьшается в меньшей степени по сравнению с непоследовательным расположением поврежденных лопаток. Изменения происходят за счет возрастания интенсивности турбулизации в пограничном слое.

## Список источников

1. *Dolbeer R., Wright S.* Wildlife Strikes to Civil Aircraft in the United States 1990–2013. — Federal aviation administration national wildlife strike database. Report No. 20, 2014.
2. *Сиротин Н.Н., Марчуков Е.Ю., Новиков А.С.* Повреждаемость и работоспособность авиационных ГТД: Справочник. — М.: Наука, 2020. — 551 с.
3. Авиационные правила. Ч. 33. Нормы лётной годности двигателей воздушных судов / Межгосударственный авиационный комитет. — М.: Авиаиздат, 2012. — 78 с.
4. *Кампти Н.* Аэродинамика компрессоров; Пер. с англ. / Под ред. Ф.Ш. Гельмедова, Н.М. Савина. — М.: Мир, 2000. — 688 с.
5. *Стечкин Б.С., Казанджан П.К., Алексеев Л.П.* и др. Теория реактивных двигателей. Лопаточные машины: Учеб. пособие. — М.: Оборонгиз, 1956. — 543 с.
6. *Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т.* Теория и расчет авиационных лопаточных машин. — М.: Машиностроение, 1986. — 432 с.
7. *Августинович В.Г., Шмотин Ю.Н., Сипатов А.М.* и др. Численное моделирование нестационарных явлений в газотурбинных двигателях. — М.: Машиностроение, 2005. — 523 с.
8. *Батулин О.В., Попов Г.М., Горячкин Е.С., Смирнова Ю.Д.* Перепрофилирование трехступенчатого осевого компрессора с помощью методов математической оптимизации // Труды МАИ. 2015. № 82. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=58712>
9. *Мартиросян А.А., Милешин В.И., Дружинин Я.М., Кожемяко П.Г.* Расчетно-экспериментальное исследование аэродинамических характеристик би-ротативного вентилятора с использованием различных программных комплексов // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2019. № 2(125). С. 115-130. DOI: 10.18698/0236-3941-2019-2-115-130



10. Wilcox D.C. Turbulence Modelling for CFD. — 3rd Edition. — DCW Industries, 2006. — 522 p.
11. Wilcox D.C. Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models // *AIAA Journal*. 1988. Vol. 26. No. 11, pp. 1299-1310. DOI: 10.2514/3.10041
12. Wilcox D.C. Dilatation dissipation corrections for advanced turbulence models // *AIAA Journal*. 1992. Vol. 30. No. 11, pp. 2639-2646. DOI: 10.2514/3.11279
13. Chima R.V. Calculation of tip clearance effects in a transonic compressor rotor // *Journal of Turbomachinery*. 1998. Vol. 120. No. 1, pp. 131-140. DOI: 10.1115/1.2841374
14. White F.M. Viscous fluid flow. — 3rd edition. — Tata Mcgraw Hill, 2011. — 652 p.
15. Toro E.F. Riemann Solvers and Numerical Methods for Fluid Dynamics: A Practical Introduction. — 3rd edition. — Springer, 2009. — 748 p.
16. Молчанов А.М., Шербаков М.А., Янышев Д.С., Куприков М.Ю., Быков Л.В. Построение сеток в задачах авиационной и космической техники: Учебное пособие. — М.: Изд-во МАИ, 2013. — 260 с.
17. Зрелов В.А. Отечественные газотурбинные двигатели. Основные параметры и конструктивные схемы: Учебник. — М.: Машиностроение, 2005. С. 196-207, 223.
18. Нестеренко В.Г. Атлас схемно-конструктивных решений узлов ВРД: Учебное пособие. — М.: Изд-во МАИ, 1991. — 88 с.
19. Митрофанов А.А. Повышение эффективности осевых компрессоров путем управления обтеканием лопаток // Вестник Московского авиационного института. 2011. Т. 18. № 2. С. 72-82.
20. Сиротин Н.Н., Нгуен Тхань Шон. Влияние эксплуатационных повреждений авиационного компрессора на качество его функционирования // Механика композиционных материалов и конструкций, сложных и гетерогенных сред: Сб. тезисов докладов 8-й Всероссийской научной конференции с международным участием им. И.Ф. Образцова и Ю.Г. Яновского (Москва; 18—19 декабря 2018). — М.: Изд-во ИПРИМ, 2018. С. 96-100.
21. Сиротин Н.Н., Нгуен Тхань Шон. Моделирование эксплуатационных повреждений компрессора авиационных ТРД // Динамические и технологические проблемы механики конструкций и сплошных сред: Сб. тезисов XXV международного симпозиума им. А.Г. Горшкова (Вятчи, 18—22 марта 2019). — М.: ТРП, 2019. Т. 2. С. 126-127.
22. Милешин В.И., Семёнкин В.Г. Расчетное исследование влияния числа Рейнольдса на характеристики первой типовой ступени компрессора высокого давления // Вестник Московского авиационного института. 2018. Т. 25. № 2. С. 86-98.

## References

1. Dolbeer R., Wright S. *Wildlife Strikes to Civil Aircraft in the United States 1990–2013*. Federal aviation administration national wildlife strike database. Report No. 20, 2014.
2. Sirotin N.N., Marchukov E.Yu., Novikov A.S. *Povrezhdaemost' i rabotosposobnost' aviatsionnykh GTD: Spravochnik* (Damageability and operability of aircraft turbojet engines. Handbook), Moscow, Nauka, 2020, 551 p.
3. *Aviatsionnye pravila. Ch. 33. Normy letnoi godnosti dvigatelei vozдушnykh sudov* (Airworthiness standards for aircraft engines), Moscow, Aviaizdat, 2012, 78 p.
4. Cumpsty N.A. *Compressor aerodynamics*. Krieger Pub Co, 2nd edition, 2004, 552 p.
5. Stechkin B.S., Kazandzhan P.K., Alekseev L.P. et al. *Teoriya reaktivnykh dvigatelei. Lopatochnye mashiny* (Theory of jet engines. Blade machines), Moscow, Oborongiz, 1956, 543 p.
6. Kholshchevnikov K.V., Emin O.N., Mitrokhin V.T. *Teoriya i raschet aviatsionnykh lopatochnykh mashin* (Theory and calculation of aviation blade machines), Moscow, Mashinostroenie, 1986, 432 p.
7. Avgustinovich V.G., Shmotin Yu.N., Sipatov A.M. et al. *Chislennoe modelirovanie nestatsionarnykh yavlenii v gazoturbinnnykh dvigatelyakh* (Numerical modeling of unsteady phenomena in gas turbine engines), Moscow, Mashinostroenie, 2005, 523 p.
8. Baturin O.V., Popov G.M., Goryachkin E.S., Smirnova Yu.D. *Trudy MAI*, 2015, no. 82. URL: <http://trudymai.ru/eng/published.php?ID=58712>
9. Martirosyan A.A., Mileshin V.I., Druzhinin Ya.M., Kozhemyako P.G. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie*, 2019, no. 2(125), pp. 115-130. DOI: 10.18698/0236-3941-2019-2-115-130
10. Wilcox D.C. *Turbulence Modelling for CFD*. 3rd Edition. DCW Industries, 2006, 522 p.
11. Wilcox D.C. Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models. *AIAA Journal*, 1988, vol. 26, no. 11, pp. 1299-1310. DOI: 10.2514/3.10041
12. Wilcox D.C. Dilatation dissipation corrections for advanced turbulence models. *AIAA Journal*, 1992, vol. 30, no. 11, pp. 2639-2646. DOI: 10.2514/3.11279
13. Chima R.V. Calculation of tip clearance effects in a transonic compressor rotor. *Journal of Turbomachinery*, 1998, vol. 120, no. 1, pp. 131-140. DOI: 10.1115/1.2841374
14. White F.M. *Viscous fluid flow*. 3rd edition. Tata Mcgraw Hill, 2011, 652 p.
15. Toro E.F. *Riemann Solvers and Numerical Methods for Fluid Dynamics: A Practical Introduction*. 3rd edition. Springer, 2009, 748 p.
16. Molchanov A.M., Shcherbakov M.A., Yanyshv D.S., Kuprikov M.Yu., Bykov L.V. *Postroenie setok v*

- zadachakh aviatsionnoi i kosmicheskoi tekhniki* (Meshes construction in problems of aviation and space technology), Moscow, MAI, 2013, 260 p.
17. Zrelov V.A. *Otechestvennye gazoturbinnye dvigateli. Osnovnye parametry i konstruktivnye skhemy* (Domestic gas turbine engines. Basic parameters and design schemes), Moscow, Mashinostroenie, 2005, pp. 196-207, 223.
  18. Nesterenko V.G. *Atlas skhemno–konstruktivnykh reshenii uzlov VRD* (Atlas of schematic and constructive solutions of turbojet engines), Moscow, MAI, 1991, 88 p.
  19. Mitrofanov A.A. Improving the efficiency of axial compressors using control of the flow blades. *Aerospace MAI Journal*, 2011, vol. 18, no. 2, pp. 72-82.
  20. Sirotin N.N., Nguyen T.S. *Materialy VIII Vserossiiskoi nauchnoi konferentsii “Mekhanika kompozitsionnykh materialov i konstruksii, slozhnykh i geterogennykh sred” (Moskva; 18–19 December 2018)*, Moscow, IPRIM, 2018, pp. 96-100.
  21. Sirotin N.N., Nguyen T.S. *Materialy XXV mezhdunarodnogo simpoziuma im. A.G. Gorshkova (Vyatichi, 18–22 March 2019) “Dinamicheskie i tekhnologicheskie problemy mekhaniki konstruksii i sploshnykh sred”*, Moscow, TRP, 2019, vol. 2, pp. 126-127.
  22. Mileshin V.I., Semenkin V.G. Computational study of reynolds number effect on the typical first stage of a high-pressure compressor. *Aerospace MAI Journal*, 2018, vol. 25, no. 2, pp. 86-98.

Статья поступила в редакцию 20.08.2021; одобрена после рецензирования 06.09.2021; принята к публикации 06.09.2021.

The article was submitted on 24.08.2021; approved after reviewing on 06.09.2021; accepted for publication on 06.09.2021