

УДК 004.65

## ПОТЕРИ КПД В ТУРБИНЕ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ С БАНДАЖИРОВАННОЙ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКОЙ

О. А. КОМАРОВ<sup>1</sup>, С. Ю. ДМИТРИЕВ<sup>2</sup>, Д. Р. ДАУТОВ<sup>3</sup>, В. Б. А. ОССИЛА<sup>4</sup>

<sup>1</sup>o\_komarov@mail.ru, <sup>2</sup>d.s.93@mail.ru, <sup>3</sup>chatomania2@yandex.ru, <sup>4</sup>oosialaba@yandex.ru

<sup>1–3</sup> ПАО «Кузнецов»

<sup>4</sup> Самарский государственный университет имени С. П. Королева

Поступила в редакцию 01.05.2017

**Аннотация.** В программном комплексе NUMECA выполнена расчетная оценка КПД ступени бандажированной турбины высокого давления ГТД НК-36СТ для различных вариантов исполнения бандажной полки. Была предложена методика расчета и оценки параметров турбин, в том числе и с охлаждением. На основе полученных результатов предложены мероприятия для повышения КПД лопаток с облегченным бандажированием.

**Ключевые слова:** КПД турбины; лабиринтное уплотнение; потери в радиальном зазоре; облегченная бандажная полка; вычислительная газовая динамика.

### ВВЕДЕНИЕ

Бандажирование рабочей лопатки – один из основных универсальных способов повышения КПД турбины. Снижение потерь энергии достигается вследствие уменьшения утечек через радиальный зазор: в осевом направлении из-за постановки лабиринтного уплотнения; в окружном направлении за счет практически полного устранения перетеканий газа с корытца на спинку.

Бандажирование лопаток требует решения проблем, связанных со снижением их центробежной силы, обеспечения приемлемого теплового состояния и прочности самих полок. Рассматривается возможность применения различных схем их облегчения, которые позволят применять бандажированные лопатки в высокоскоростных высокотемпературных турбинах [1, 2].

Наиболее универсальным способом облегчения бандажных полок является применение контурных вырезов в передней и задней частях полки.

Влияние рабочего радиального зазора на потери КПД турбины с «классическими» бандажными полками достаточно точно описывается инженерными методиками расчета. Они сводятся, как правило, к оценке влияния утечек только в осевом направлении через лабиринтное уплотнение по закономерностям, разработанным Стодолой [3]. Корректная оценка КПД ступени турбины, включающей лопатки с облегченными бандажными полками, требует уточнения влияния потерь в радиальном зазоре вследствие наличия перетекания в окружном направлении через контурные вырезы.

Решение такой задачи возможно с применением методов численного газодинамического моделирования (CFD).

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Для определения влияния вырезов на дополнительные потери КПД ступени с облегченной бандажной полкой выполнена серия CFD-расчетов для модифицированной турбины высокого давления (ТВД) ГТД НК-36СТ, показанной на рис. 1.

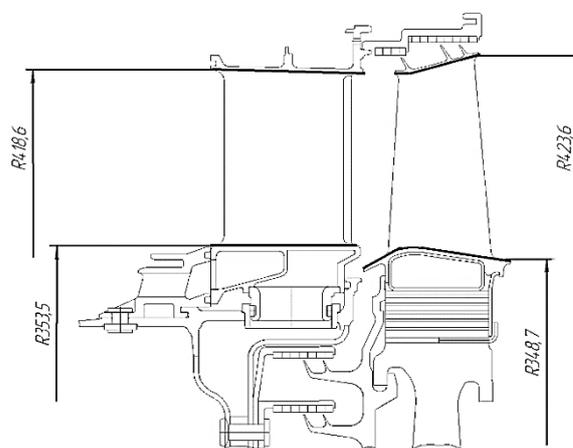


Рис. 1. Турбина ВД ГТД НК-25

Исходная конструкция бандажной полки представлена на рис. 2.

Модификация заключалась в профилировании лопаток с «редкой» периферийной решеткой и во введении различных вариантов облегчающих выборок.

Разработка модели проходила в несколько этапов:

- построение расчетной области;
- пространственная дискретизация уравнений потока и задания граничных условий;
- настройка решающего модуля и вычисления параметров потока;
- визуализация результатов расчета и газодинамический анализ моделей облегченной бандажной полки.

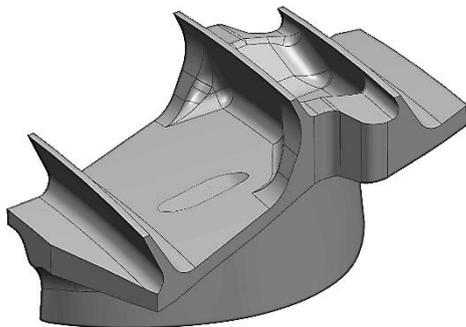


Рис. 2. Бандажная полка ТВД ГТД НК-36СТ

Первый этап работы заключается в создании геометрической модели исследуемых венцов. Геометрия пера сопловой лопатки соответствует исходной ТВД. Для построения меридиональных обводов использовался «горячий» тракт ТВД, учитывались притрактовые области. Охлаждающий воздух для бандажной полки поступает из отверстия, расположенного рядом со срабатывающим покрытием (рис. 3).

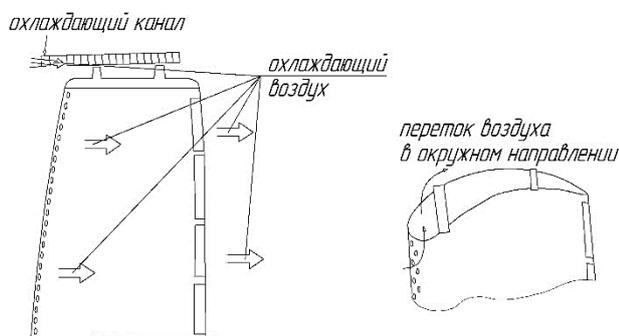


Рис. 3. Схема охлаждения ТВД ГТД НК-36СТ

На основе 3D-моделей лопаток РК и СА получены профили лопаток в формате .geomturbo, спрофилированные с помощью программы, разработанной на кафедре теории двигателей летательных аппаратов (ТДЛА) Самарского Государственного Университета им. академика С. П. Ко-

ролева. На основе указанных выше данных в программном комплексе AutoGrid 5 была построена геометрия расчетной области ТВД. Модель исследовалась с радиальным зазором 0,7 мм.

Были созданы несколько расчетных моделей ТВД, которые отличались друг от друга количеством элементов расчетных сеток и наличием притрактовых полостей. Для проверки сеточной сходимости число ячеек на один лопаточный венец (ЛВ) увеличивалось в 2 раза относительно предыдущего уровня, всего было создано 3 уровня. Так, модель первого уровня (S\_1) содержали примерно 500 000 элементов на один ЛВ, модель второго уровня (S\_2) – примерно 1 000 000 и т.д. Создание нескольких моделей продиктовано необходимостью обоснования выбора количества элементов в межлопаточных каналах ТВД (так называемая сеточная сходимость), а также влиянием притрактовых областей и различных моделей бандажных полок на КПД.

Построение сеток конечных элементов в доменах ЛВ выполнялось с использованием функции Start Row Wizard.

При настройках расчетной модели в программном комплексе Numeca Fine Turbo в качестве рабочего тела использовался идеальный газ со свойствами продуктов сгорания. Газовая постоянная R составляла 287,3 Дж/(кг·К).

В качестве граничных условий для серии расчетов были заданы:

- постоянная температура по высоте проточной части на входе в ступень;
- постоянная частота вращения, равная 9225 об/мин;
- степени понижения давления газа в турбине в диапазоне от 1,4 до 3,2.

Зависимость теплоемкости от температуры определялась по выражению:

$$C_p = 289,2 + 0,5068 \cdot T - 0,0001925 \cdot T^2 + 0,00000002736 \cdot T^3 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

Вязкость рабочего тела описывалась уравнением Сазерленда:

$$\mu = 1,49 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{273+200}{200+T} \cdot \left(\frac{T}{273}\right)^{1,5} \text{ кг/(м·с)}.$$

Выбор расчетной сетки для исследования рабочего процесса ТВД был выполнен на основе расчета при различных степенях расширения  $\pi_T^*$  с использованием трех расчетных моделей первого уровня («гладкий» тракт): ТВД S\_1, ТВД S\_2 и ТВД S\_3.

Была получена характеристика пропускной способности турбины A и КПД в зависимости от  $\pi_T^*$  для этих моделей. При этом A вычисляется по формуле:

$$A = GR \sqrt{T_{вх}^*/P_{вх}^*}.$$

Созданные модели ТВД отличаются друг от друга, главным образом, прогнозированием величины КПД турбины. При этом значения КПД турбины, получаемые при расчете «гладкой» проточной части (ТВД\_S2 и ТВД\_S3), отличаются друг от друга незначительно. Поэтому в дальнейшем использовались модели с параметрами сетки ТВД\_S2.

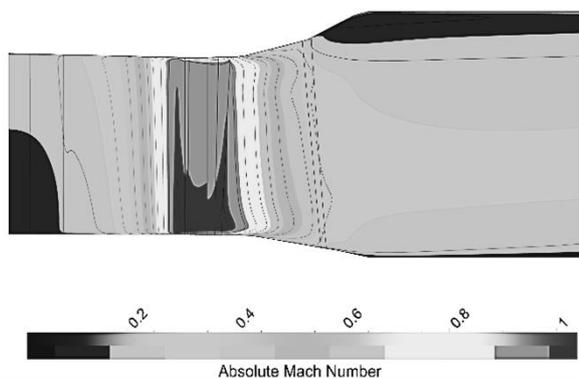


Рис. 4. Осредненное в окружном направлении поле числа Маха

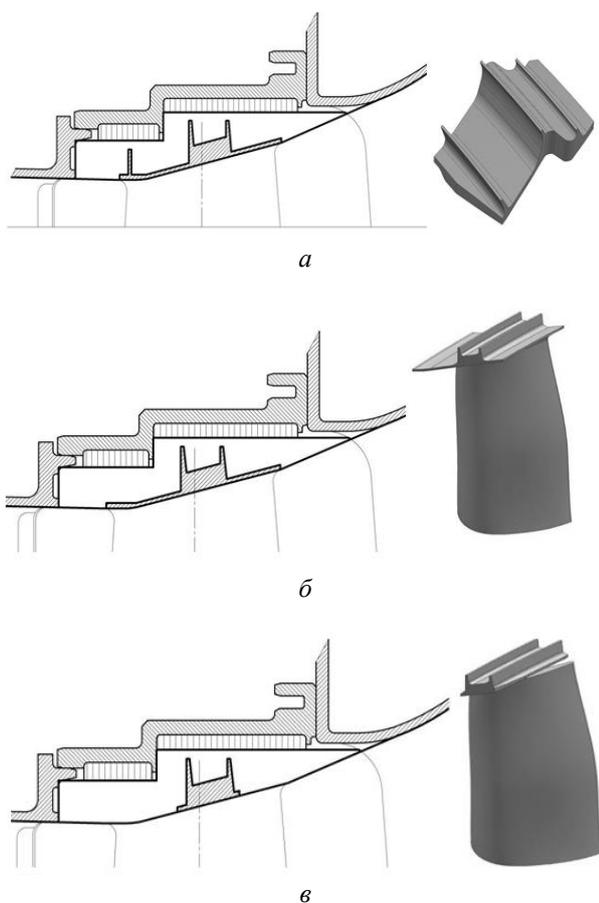


Рис. 5. Варианты конструктивного исполнения бандажных полок:

- a* – «классическая» трехгребешковая полка (B1);
- б* – «классическая» двухгребешковая полка (B2);
- в* – «обуженная» двухгребешковая полка (B3)

На рис. 4 показано осредненное в окружном направлении поле чисел Маха в относительном движении в расчетной точке, соответствующей  $\pi_T^* = 2,63$ .

Пропускная способность турбины, полученная по результатам расчета моделей S\_1, S\_2 и S\_3 отличается не более чем на 1%.

Модели первого уровня не учитывали и не содержали притрактовые и надбандажные полости. Модели второго уровня B1/B2/B3 были построены на основе моделей первого уровня и содержали надбандажные полости.

Для учета влияния бандажных полок смоделированы притрактовые полости, для их добавления использовалась функция ZR-Effect.

Расчет выполнен для трех вариантов бандажной полки, показанных на рис. 5.

## ВЫВОДЫ

На рис. 6–8 приведены осредненные в окружном направлении поля числа Маха в расчетной точке, соответствующей  $\pi_T^* = 2,63$ , а также представлены линии тока в радиальном зазоре ТВД.

Анализ распределения чисел Маха приводит к выводу о сохранении картины обтекания венцов во всех рассмотренных случаях для высоты рабочей лопатки 0–90%.

Учет обтекания обуженной облегченной бандажной полки (см. рис. 7) искажает картину течения в радиальном зазоре за гребешками и на периферийной части венца рабочей лопатки.

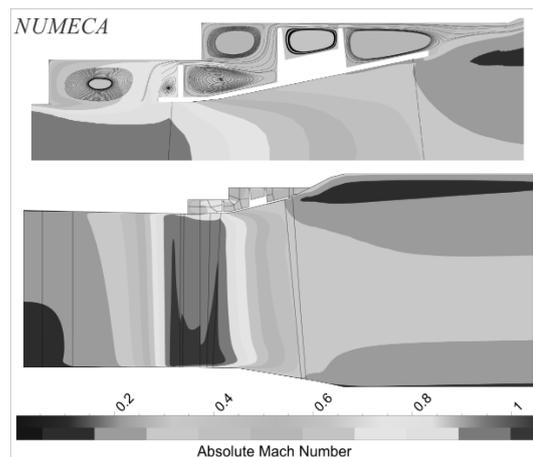


Рис. 6. Поле чисел Маха, модель B1

По результатам расчетов были построены характеристики турбины  $A = f(\pi_T^*)$  и  $\eta = f(\pi_T^*)$ , показанные на рис. 9 и 10.

Зависимость пропускной способности от степени расширения газа имеет обычный вид: при докритическом перепаде давления пропуск-

ная способность с повышением  $\pi_T^*$  возрастает. При сверхкритическом перепаде пропускная способность турбины остается постоянной.

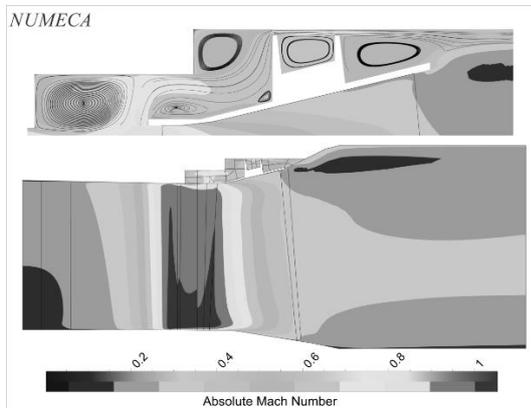


Рис. 7. Поле чисел Маха, модель В2

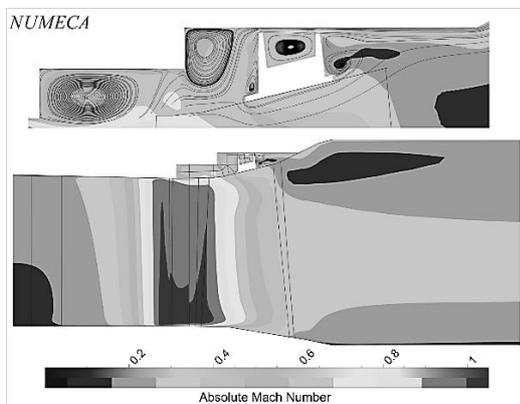


Рис. 8. Поле чисел Маха, модель В3

КПД турбины в диапазоне значений  $\pi_T^* = 1,5 - 2,4$  монотонно уменьшается, в области  $\pi_T^* = 2,4 - 2,9$  монотонность нарушается. По-видимому, такой характер протекания зависимости  $\eta = f(\pi_T^*)$  связан с переходом течения в транс- и сверхзвуковой режим, что несколько снижает точность расчета.

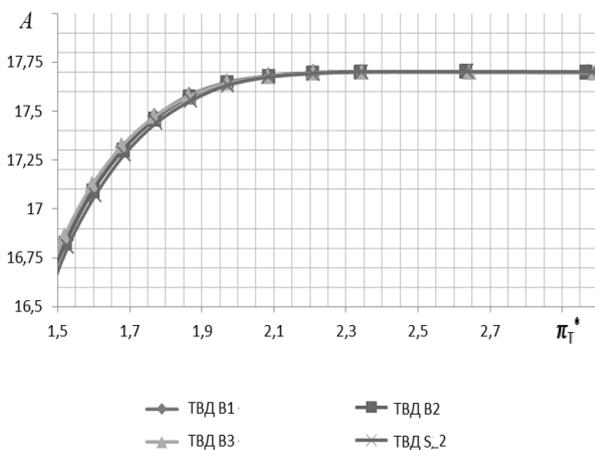


Рис. 9. Зависимость пропускной способности от степени расширения. Модели В1, В2, В3, S\_2

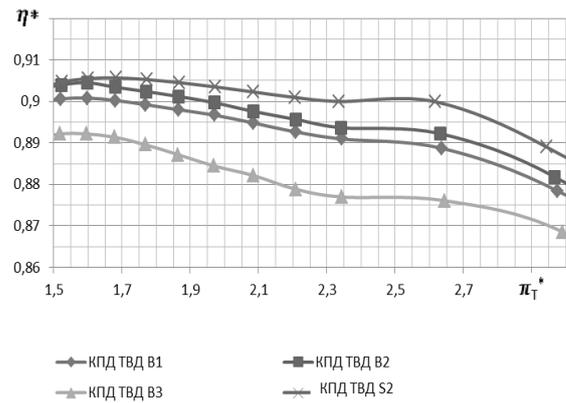


Рис. 10. Зависимость КПД от степени расширения. Модели В1, В2, В3, S\_2

Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы.

1. Изменение конструкции бандажных полок практически (в пределах точности расчетов) не влияет на пропускную способность ТВД, следовательно, не изменится совместная работа узлов всего ГТД.

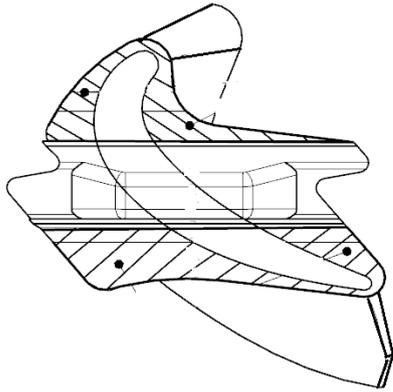
2. Учет радиального зазора 0,7 мм в точке  $\pi_T^* = 2,63$  в CFD-модели ведет к снижению величины КПД относительно «гладкого» тракта:

- на 0,7% – для трехгребешковой «классической» бандажной полки (вариант В1);
- на 0,9% – для двухгребешковой «классической» бандажной полки (вариант В2);
- на 2% – для двухгребешковой «обуженной» бандажной полки (вариант В3).

Таким образом, облегчение полки по типу варианта В3 вносит ухудшение КПД ступени приблизительно на 1% по сравнению с «классической» полкой. Это ухудшение невозможно оценить по существующим инженерным методикам.

Наибольшие потери КПД, очевидно, вносит перетекание газа с корытца на спинку, которое имеет место за крайним гребешком (см. рис. 8). Эта утечка также снижает эффективность лабиринтного уплотнения бандажной полки – отсутствует вихрь за крайним правым гребешком.

Рассчитанный вариант В3 выполнен по схеме облегчения с неполным осевым перекрытием профиля и характеризуется наибольшими потерями от окружного перетекания газа среди возможных схем облегченного бандажирования лопаток [1]. В реальной конструкции целесообразно предусмотреть мероприятия для увеличения гидравлического сопротивления окружному перетеканию с целью повышения КПД.



**Рис. 11.** Модифицированная облегченная бандажная полка (заштрихованы участки, создающие доп. сопротивление окружающему перетеканию газа)

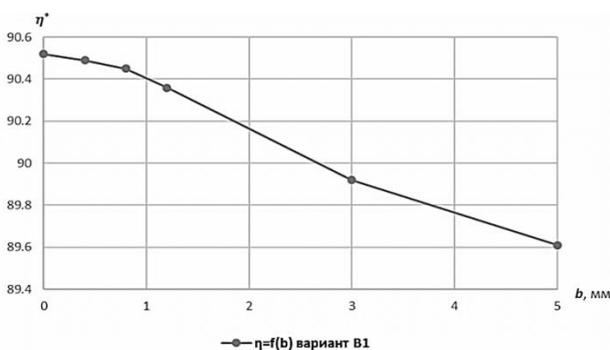
Модифицированная конструкция бандажа показана на рис. 11. Участки полки с передней стороны создают сопротивление перетеканию газа с корытца на спинку, а перекрытие горла межлопаточного канала препятствует утечкам со стороны заднего торца, что также повышает эффективность лабиринтного уплотнения.

КПД турбины с такой облегченной полкой будет несколько уступать «классическому» варианту бандажирования, но снижение КПД будет составлять менее 1%, при этом прочность лопатки и ее ресурс будет значительно увеличен. Дополнительный выигрыш от применения облегченных полок заключается в снижении потребных затрат воздуха на их охлаждение.

Так же для утонения параметров ТВД при эволюциях ЛА было проведено исследование зависимости КПД ступени от абсолютного радиального зазора в ступени  $\eta = f(b)$ .

При проведении исследования параметры сетки и граничные условия не изменялись.

В качестве варианта для исследования была выбрана изначальная конструкция бандажной полки с тремя гребешками. Величина абсолютного зазора менялась от 0 до 5 мм. Полученные результаты приведены на рис. 12.



**Рис. 12.** Изменение КПД ТВД при увеличении зазора

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Итак, облегчение бандажных полок рабочих лопаток путем введения контурных вырезов приводит к некоторому снижению КПД турбины, которое может быть оценено с помощью CFD-расчетов. При облегчении полок высокоскоростной высокотемпературной турбины необходимо соблюсти разумный баланс между снижением центробежной силы и потерями КПД. Безусловным преимуществом облегченных бандажных полок является снижение затрат воздуха на их охлаждение, что также должно учитываться при выборе оптимального варианта.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Белоусов А. И., Наздрачев С. В. Диалектика облегчения бандажных полок лопаток турбин // Насосы. Турбины. Системы. 2015. №3(16). С. 7–14. [А. И. Belousov, S. V. Nozdrachev, "Weight reduction methods of high pressure turbine bandages", (in Russian), in *Nasosi. Turbini. Sistemi.*, №3(16), pp. 7-14, 2015. ]
2. Белоусов А. И., Наздрачев С. В. Дефекты бандажированных лопаток высокотемпературных турбин // Вестник СГАУ. 2013. №3(41). Ч. 2. С. 15–21. [А. И. Belousov, S. V. Nozdrachev, "Faulty of high temperature turbine bandages", (in Russian), in *Vestnik SGAU*, no. 3(41) vol. 2, pp. 15-21, 2013. ]
3. Локай В. И. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов. Теория, конструкция и расчет / Локай В. И., МаксUTOва М. К., Стрункин В. А. М.: Машиностроение, 1979. 448 с. [V. I. Lokay, *Gas turbine aircraft engines. The theory, design and calculation*, (in Russian), M.: Mashinostroyeniye, 1979. ]

## ОБ АВТОРАХ

**КОМАРОВ Олег Александрович**, асп. каф. конструирования и проектирования двигателей летательных аппаратов. Дипл. инженер-двигателест (СГАУ, 2016). Готовит дисс. о решении прикладных задач в области газодинамики ТВД.

**ДАУТОВ Дамир Русланович**, асп. каф. конструирования и проектирования двигателей летательных аппаратов. Дипл. инженер-двигателест (СГАУ, 2016). Готовит дисс. о методах снижения вибраций в ТВД.

**ДМИТРИЕВ Семен Юрьевич**, асп. каф. конструирования и проектирования двигателей летательных аппаратов. Дипл. инженер-двигателест (СГАУ, 2016). Готовит дисс. о решении статических прочностных задач в ТВД.

**ОССИАЛЛА Венцеслав Бел Амур**, асп. каф. конструирования и проектирования двигателей летательных аппаратов. Дипл. инженер-двигателест (СГАУ, 2016). Готовит дисс. о решении динамических прочностных задач в ТВД.

**METADATA**

**Title:** Efficiency losses in high pressure turbines with shrouding.

**Authors:** O. A. Komarov<sup>1</sup>, D. R. Dautov<sup>2</sup>, S. Y. Dmitriev<sup>3</sup>, V. B. A. Ossialla<sup>4</sup>.

**Affiliation:**

<sup>1-3</sup> Kuznetsov Ltd, Russia.

<sup>4</sup> Samara state aerospace university, Russia.

**Email:** <sup>1</sup>o\_komarov@mail.ru, <sup>2</sup>d.s.93@mail.ru, <sup>3</sup>chatomania2@yandex.ru, <sup>4</sup>oosialaba@yandex.ru

**Language:** Russian, English.

**Source:** Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 21, no. 2 (76), pp. 70-75, 2017. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

**Abstract:** Reduced energy loss in the shrouded turbine blades is achieved by the reducing leakage through the radial gap: in the axial direction of the labyrinth seal formulation; and circumferentially – by eliminating the gas flow from the trough at the back. For newly created shrouded turbines primary problem is to reduce the weight of the shroud belt. The most general method of reducing weight is grooving contour cuts at the front and rear ends of the shelves. series of CFD-calculations of the three variants retaining shelves of high pressure turbine engine NK-36ST. The values of the capacity and efficiency achieved for turbine stage for a variety of gas expansion ratios.

**Key words:** Gas turbine engine; turbine; gas efficiency; CFD analysis.

**About authors:**

**KOMAROV, Oleg Aleksandrovich**, a graduate student of department. "Constructing and design of aircraft engines". Dipl. Engine design (SSAU, 2016). Prepare a thesis about the applications of gas dynamics in the turbines.

**DAUTOW, Damir Ruslanovich**, a graduate student of department. "Constructing and design of aircraft engines". Dipl. Engine design (SSAU, 2016). Prepare a thesis on how to reduce vibrations in the turbines.

**DMITRIEV, Simon Yurievich**, a graduate student of department. "Constructing and design of aircraft engines". Dipl. Engine design (SSAU, 2016). Prepare a thesis on the static strength solution of problems in the turbines.

**OSSIALLA, Wenceslas Bel Amour** a graduate student of department. "Constructing and design of aircraft engines". Dipl. Engine design (SSAU, 2016). Prepare a thesis on the solution of dynamic problems of strength in the turbines.