

ОПТИМИЗАЦИЯ УТОЛЩЁННЫХ ЛОПАТОК БИРОТАТИВНОГО ЗАКАПОТИРОВАННОГО ВЕНТИЛЯТОРА НА ОСНОВЕ РЕШЕНИЯ 3D-ОБРАТНОЙ ЗАДАЧИ ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ ЕГО ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

© 2018

- В. И. Милешин** кандидат физико-математических наук, начальник отделения;
Центральный институт авиационного моторостроения
имени П.И. Баранова (ЦИАМ), г. Москва
mileshin@ciam.ru
- С. В. Панков** начальник отдела;
Центральный институт авиационного моторостроения
имени П.И. Баранова (ЦИАМ), г. Москва
pankov@ciam.ru
- В. А. Фатеев** старший научный сотрудник;
Центральный институт авиационного моторостроения
имени П.И. Баранова (ЦИАМ), г. Москва
fateev@ciam.ru
- С. К. Щипин** кандидат технических наук, заместитель главного конструктора;
АО «Российская самолётостроительная корпорация «МИГ», г. Москва;
sershchipin@mail.ru

При разработке биротативных вентиляторов для перспективных авиационных двигателей нового поколения с закапотированными лопатками (CRTF) важно обеспечить хорошие акустические и аэродинамические характеристики. В обеспечение аэродинамических и акустических исследований исходного варианта модели перспективного биротативного вентилятора CRTF1 с $\pi_g^* \sim 1,54$ в заглушенной камере на стенде ЦЗ-А (ЦИАМ) были разработаны его экспериментальная и математическая модели и проведены расчёты стационарных вязких трёхмерных течений и интегральных характеристик. Приведены результаты сравнения расчётных в приближении «mixing plane» и экспериментальных данных CRTF1. Данное сравнение должно показать правомочность проектирования биротативного вентилятора CRTF2A в приближении «mixing plane» без учёта нестационарного взаимодействия. Указанные сравнения расчётных и экспериментальных данных демонстрируют хорошее совпадение при $\bar{\eta}_{np} \leq 92\%$. При $\bar{\eta}_{np} > 92\%$ совпадение расчётных и экспериментальных данных удовлетворительное – максимальная погрешность не превышает 2%. Представлены результаты газодинамической оптимизации формы углепластиковой лопатки закапотированного биротативного вентилятора с использованием 3D-обратной задачи. Отличие углепластиковой лопатки от сплошной титановой лопатки заключается в более толстых передней и задних кромках и увеличенной максимальной толщине профиля.

Газотурбинный двигатель; биротативный закапотированный вентилятор; газодинамические характеристики; оптимизация; решение 3D-обратной задачи; утолщённые лопатки.

Цитирование: Милешин В.И., Панков С.В., Фатеев В.А., Щипин С.К. Оптимизация утолщённых лопаток биротативного закапотированного вентилятора на основе решения 3D-обратной задачи для улучшения его газодинамических характеристик // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2018. Т. 17, № 1. С. 72-86. DOI: 10.18287/2541-7533-2018-17-1-72-86

Введение

На первом этапе была спроектирована модель биротативного закапотированного вентилятора (CRTF1, Европейская программа «VITAL») со сплошными титановыми лопатками (рис. 1, 2).

Проектирование CRTF1 (биротативный вентилятор, вариант 1) велось на основе 3D-методов расчёта стационарных и нестационарных вязких течений в рамках уравне-

ний Навье-Стокса, включая 3D-акустические расчёты. На основе полученных результатов были уменьшены источники тонального шума, на основе аэродинамической оптимизации был получен коэффициент полезного действия (КПД) $\eta_{ad}^* > 0,92$ при $\bar{n}_{np} = 100\%$ [1; 2].



Рис. 1. Биротативный вентилятор CRTF1 с титановыми лопатками (вид спереди)

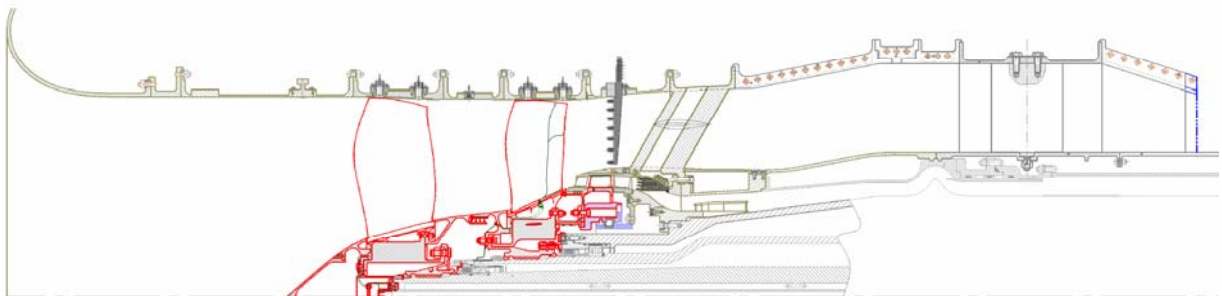


Рис. 2. Биротативный закапотированный вентилятор CRTF1 со сплошными титановыми лопатками (продольный разрез)

Однако при переходе к углепластиковой лопатке с утолщёнными на 20...30% по высоте лопатки передними и задними кромками и максимальной толщиной профиля по сравнению с лопатками первого и второго роторов CRTF1 КПД снижается при одних и тех же режимных параметрах (обороты первого и второго роторов \bar{n}_1, \bar{n}_2 , противодавление на выходе из расчётной области) [3-5].

Для восстановления КПД CRTF2A (биротативный вентилятор, вариант 1 с утолщёнными углепластиковыми лопатками) был использован алгоритм 3D-обратной

задачи для перепроектирования венцов CRTF2A на основе заданного распределения аэродинамической нагрузки вдоль хорды и высоты лопатки.

Для восстановления КПД второго варианта модели биротативного вентилятора CRTF2B с углепластиковыми лопатками [4] был использован генетический алгоритм.

В настоящей работе для повышения КПД CRTF2A в рабочей точке при $\bar{n}_{np} = 95\%$ предлагается использовать метод решения 3D-обратной задачи для построения оптимальных лопаток роторов биротативного вентилятора и распределение нагрузки (в качестве граничного условия, необходимого для решения 3D-обратной задачи), взятое в точке максимума КПД характеристики CRTF2A, полученной из решения прямой задачи при $\bar{n}_{np} = 95\%$ [6-10].

Чтобы понять основные газодинамические причины увеличения КПД в точке его максимума, необходимо сравнить распределения линий постоянства числа Маха (изомахи) вдоль профиля лопатки на указанных режимах работы CRTF.

3D-расчёты показали, например, что в рабочей точке вентилятора максимальное значение числа Маха перед скачком уплотнения $M_{max} \approx 1,4$ на периферии первого ротора R1 (первый ротор), а в точке максимума КПД $M_{max} \approx 1,2$, что и приводит к существенному повышению КПД R1.

Все три модели биротативных вентиляторов программы «VITAL» – CRTF1, CRTF2A, CRTF2B были спроектированы на степень двухконтурности $m = 10$, степень сжатия $\pi_g^* = 1,54$ и окружной скорости на периферии первого ротора R1 $U_g = 284$ м/с.

1. Сравнение расчётных и экспериментальных данных на модели CRTF1

В обеспечение аэродинамических и акустических исследований исходного варианта модели перспективного биротативного вентилятора CRTF1 с $\pi_g^* \approx 1,54$ в заглушенной камере на стенде Ц3-А (ЦИАМ) были разработаны его экспериментальная и математическая модели и проведены расчёты стационарных вязких трёхмерных течений и интегральных характеристик. Диаметр экспериментальной модели вентилятора составляет 0,5588 м (22"). Для акустических и аэродинамических испытаний вдоль различных рабочих линий на выходе в наружном контуре устанавливаются сменные сопла, различающиеся площадью минимального сечения ($D_n = 595$ мм, 603 мм, 618 мм). Для определения напорных характеристик и запасов устойчивости применяется дроссельное устройство в наружном контуре (рис. 3). Степень двухконтурности вентилятора регулируется дросселем внутреннего контура в конфигурации с наружным соплом или с дросселем наружного контура.

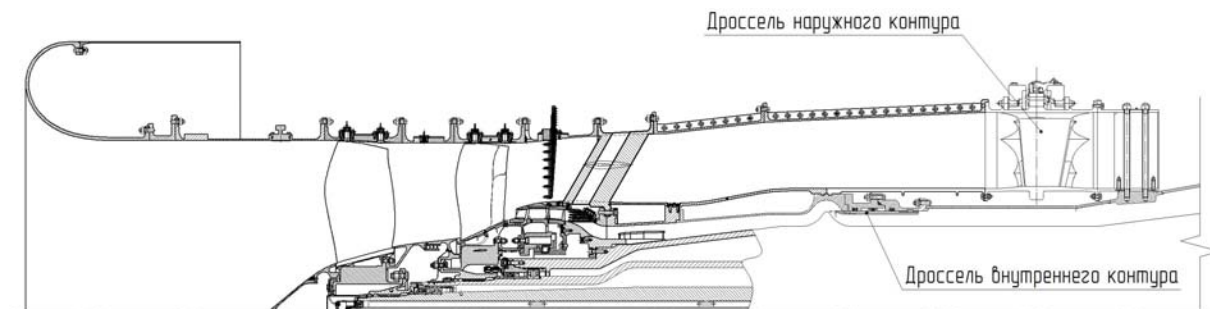


Рис. 3. Дроссельное устройство в наружном контуре

В данной работе будут представлены результаты сравнения расчётных в приближении «mixing plane» и экспериментальных данных CRTF1. Данное сравнение должно показать правомочность проектирования биротативного вентилятора CRTF2A в приближении «mixing plane» без учёта нестационарного взаимодействия.

Метод определения интегральных (дроссельных) характеристик CRTF [9], а также параметров течений основан на численном решении трёхмерных уравнений Навье-Стокса, осреднённых по Рейнольдсу [4-8]. Применяется распространённый неявный вариант метода установления по схеме Годунова [11-14] повышенного порядка точности по пространственным координатам и полуэмпирические модели турбулентности с пристеночными функциями. Для определения турбулентной вязкости применяется алгебраическая модель либо однопараметрические или двухпараметрические дифференциальные модели турбулентности [14-16]. Представленные результаты были получены с использованием только алгебраической модели турбулентности Болдуина-Ломакса.

Для сравнения расчётных и экспериментальных данных вентилятора CRTF1 были выбраны как интегральные, так и локальные характеристики. В качестве интегральных характеристик представлены зависимости вдоль рабочей линии от приведённых оборотов \bar{n}_{np} степени сжатия π^* / π_{CDP}^* , адиабатического КПД $\eta_{ad}^* / \eta_{ad,CDP}^*$, приведённого расхода $G_{np} / G_{np,CDP}$, отнесённые к соответствующим величинам в рабочей точке на крейсерском режиме при $\bar{n}_{np} = 95\%$. Указанные сравнения расчётных и экспериментальных данных приведены на рис. 4-6 и демонстрируют хорошее совпадение при $\bar{n}_{np} \leq 92\%$. При $\bar{n}_{np} > 92\%$ совпадение расчётных и экспериментальных данных удовлетворительное – максимальная погрешность не превышает 2%. На рис. 4-6 и далее CDP – cruise design point – проектная точка на крейсерском режиме.

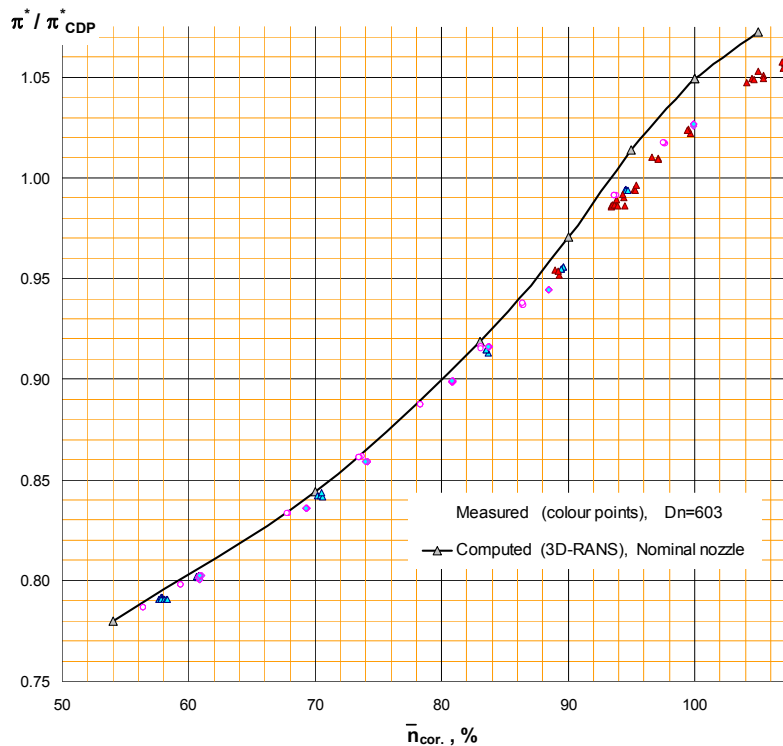


Рис. 4. Отношение π^* (расч. или эксп.) к величине π^* в «CDP, $\bar{n}_{np} = 95\%$ »

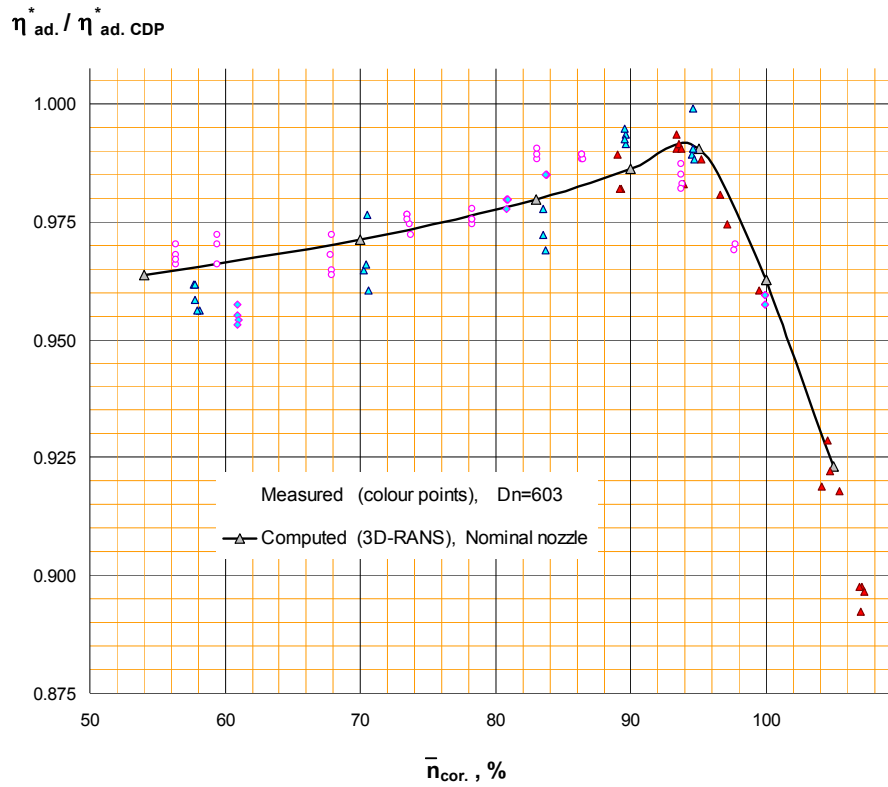


Рис. 5. Отношение η_{ad}^* (расч. или эксп.) к величине η_{ad}^* в «CDP ($\bar{n}_{np} = 95\%$)»

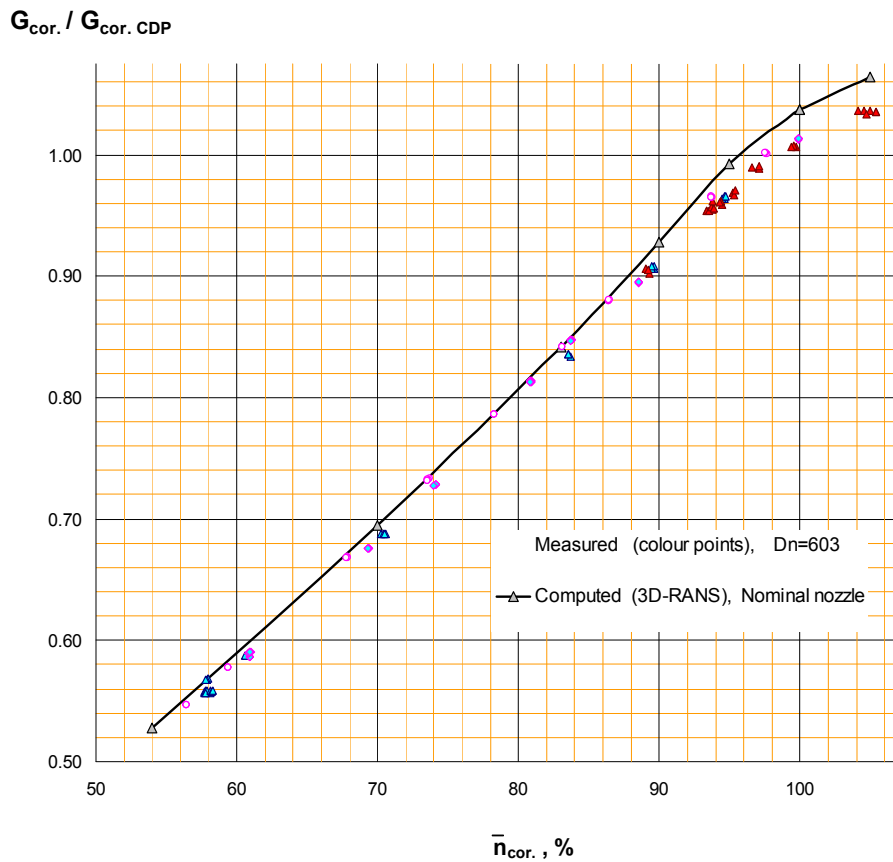


Рис. 6. Отношение расходов (расч. или эксп.) к величине расхода в «CDP, $\bar{n}_{np} = 95\%$ »

На рис. 7-8 приведены сравнения локальных параметров. На рис. 7, а приведены расчётные и экспериментальные распределения по высоте канала степени сжатия π^* за вторым ротором R2 в рабочей точке при $\bar{n}_{np} = 100\%$ для трёх сопел на выходе наружного контура. На рис. 7, б для этой же рабочей точки и для трёх сопел приведены распределения по высоте адиабатического КПД η_{ad}^* .

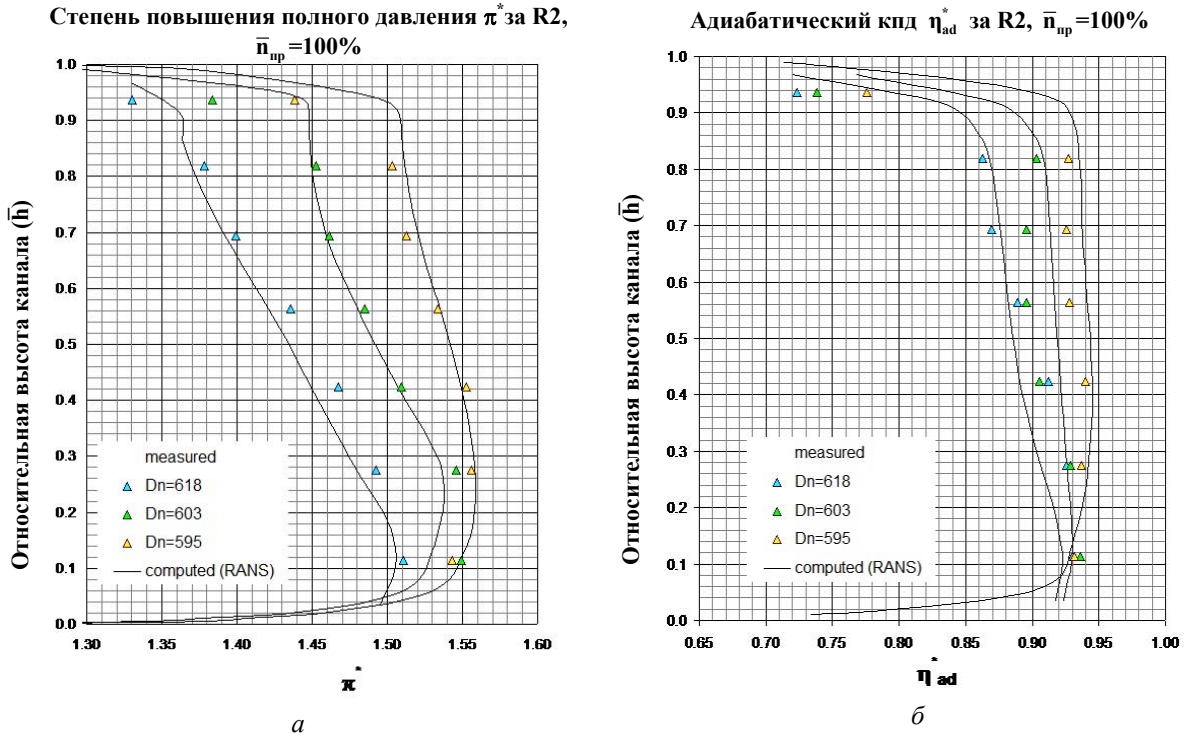


Рис. 7. Сравнение расчётных (3D-RANS) и экспериментальных радиальных распределений параметров потока π^* и η_{ad}^* за R2, $\bar{n}_{np} = 100\%$ ($\bar{h} = 0$ – втулка, $\bar{h} = 1$ – периферия)

Эти сравнения демонстрируют хорошее совпадение расчётных и экспериментальных данных для номинального и закрытого сопел ($D_n = 603$ мм и $D_n = 595$ мм). Для открытого сопла ($D_n = 618$ мм) совпадение удовлетворительное – максимальная погрешность не превышает 1,4%.

На рис. 8, а приведены расчётные и экспериментальные распределения углов потока за первым R1 по высоте канала в рабочей точке при $\bar{n}_{np} = 90\%$ для трёх сопел наружного контура вентилятора CRTF1. На рис. 8, б точно такие же зависимости приведены для оборотов $\bar{n}_{np} = 100\%$. Анализ этих рисунков показывает хорошее совпадение расчётных и экспериментальных данных для закрытого сопла ($D_n = 595$ мм) на обоих оборотах. Для базового сопла ($D_n = 603$ мм) хорошее совпадение расчётных и экспериментальных данных получено только для оборотов $\bar{n}_{np} = 90\%$ и удовлетворительное – для $\bar{n}_{np} = 100\%$. Для открытого сопла ($D_n = 618$ мм) сравнение показало удовлетворительное совпадение расчётных и экспериментальных данных как для $\bar{n}_{np} = 90\%$, так и для $\bar{n}_{np} = 100\%$. Максимальная величина расхождения между расчётными и экспериментальными данными при этом составляла 2...3 градуса.

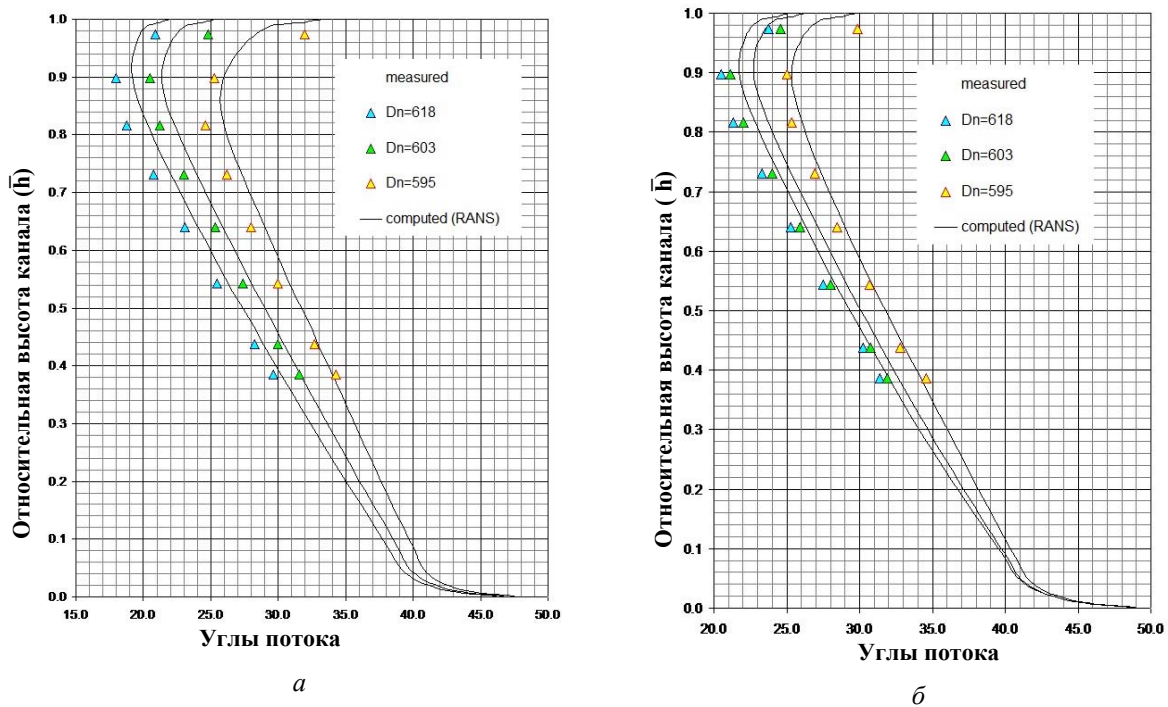


Рис. 8. Сравнение расчётных (3D-RANS) и экспериментальных углов потока за RI:
 а – $\bar{n}_{np} = 90\%$; б – $\bar{n}_{np} = 100\%$ ($\bar{h} = 0$ – втулка, $\bar{h} = 1$ – периферия)

В принципе, проведённые сравнения показали правомочность использования приближения «mixing plane» для расчёта характеристик и проектирования венцов биротативного вентилятора. Некоторое расхождение между расчётными и экспериментальными данными при оборотах $\bar{n}_{np} > 92\%$, по-видимому, связано с нелинейными эффектами в определении геометрии лопатки в горячем состоянии. Проверка этой гипотезы будет проделана в процессе следующих экспериментальных исследований вентилятора CRTF2A.

Укажем также, что сквозные расчёты вязких трёхмерных течений при проектировании и оптимизации роторов всех вентиляторов выполнены в приближении «mixing plane». В этом приближении не учитывается нестационарное взаимодействие венцов, поскольку для получения стационарных решений поток осредняется по шагу в межвенцовом зазоре. Энтропия при этом возрастает, что моделирует потери на выравнивание шаговой неравномерности из-за смешения.

В качестве граничных условий на входе задаются распределения полного давления и полной температуры (стандартная атмосфера 101325 Па, 288,15 К), распределения угла между вектором скорости и меридиональной плоскостью, а также угла между проекцией вектора скорости на меридиональную плоскость и осью вентилятора; на периодических границах выполняется условие периодичности; на поверхностях непротекания – пристеночные функции. На выходе задаётся величина статического давления у втулки, а распределение давления по высоте канала находится из условия приближённого радиального равновесия с учётом остаточной закрутки (возможно нулевой).

Расчётная сетка имела 160*58*40 ячеек в первом роторе, 185*58*40 ячеек во втором. Вдоль профилей первого и второго роторов на сторонах давления и разрежения было примерно 100 ячеек.

В горячем состоянии величины радиальных зазоров между лопатками первого ротора и наружным корпусом составляют 0,34...0,36 мм, а во втором роторе величина радиального зазора составляет примерно 0,28...0,26 мм. В радиальных зазорах было восемь ячеек расчётной сетки.

2. Оптимизация лопаточных венцов первого и второго ротора биротативного вентилятора CRTF2A на основе решения трёхмерной обратной задачи

Оптимизация лопаточных венцов биротативного вентилятора CRTF проводится на основе решения обратной задачи в трёхмерной постановке с помощью программного комплекса 3D-INVERSE.EXBL [6], разработанного в ЦИАМ.

Обратная задача строится на задании предпочтительного распределения статического давления на поверхности лопатки, заданной толщине лопатки и разности статических давлений (называемой нагруженностью) в соответствующих точках лопатки. Входные и выходные газодинамические параметры берутся из решения прямой задачи расчёта течения в модели биротативного вентилятора и остаются неизменными в процессе решения обратной задачи.

Решение обратной задачи находится с использованием подвижной расчётной сетки (изменение потоков расхода, импульса и энергии, обусловленные движением граней ячейки, учитываются). Поэтому каждый шаг по времени начинается с определения изменения поверхностей лопатки с последующим построением новой вычислительной сетки.

Обратная задача обеспечивает эффективность и работоспособность роторов биротативного вентилятора CRTF2A в широком диапазоне оборотов вала (54...106,5%).

3. Оптимизация рабочего колеса первого ротора биротативного вентилятора CRTF2A на оборотах $\bar{n}=95\%$

Для повышения КПД CRTF2A в рабочей точке при $\bar{n} = 95\%$ предлагается использовать распределение нагрузки, взятое в точке максимума КПД характеристики CRTF2A, приведённой на рис. 9.

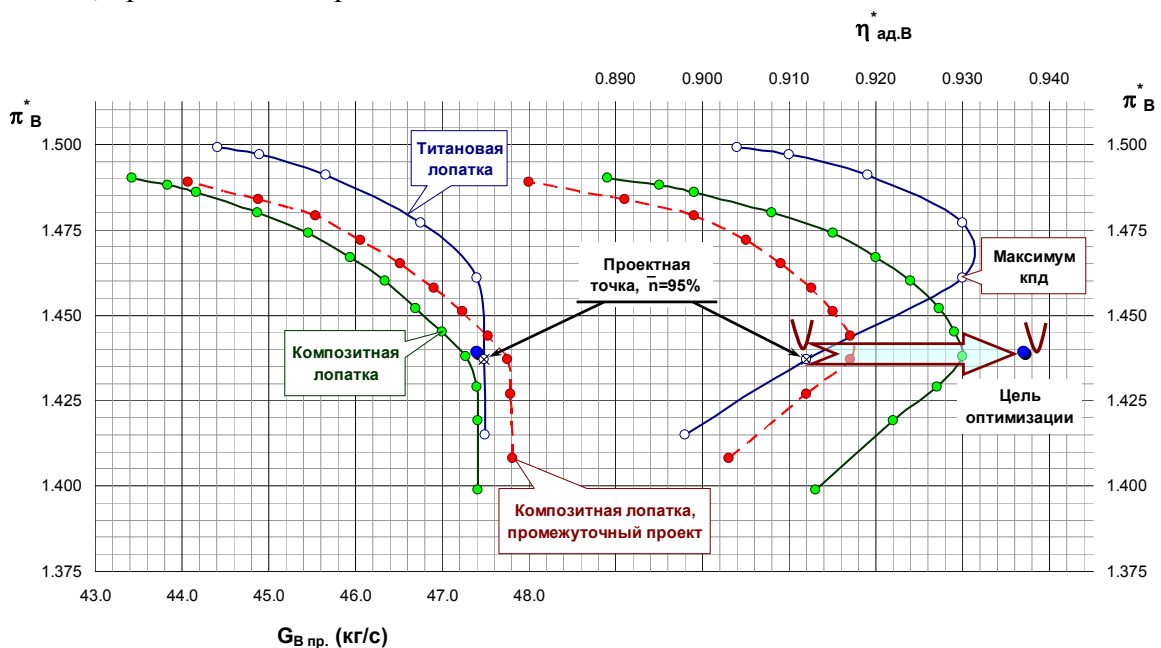


Рис. 9. Характеристики CRTF2A. Схема оптимизации

Так как процедура оптимизации R1 на основе решения 3D-обратной задачи идентична оптимизации R2, то все детальные шаги этой оптимизации приведены только для R2. Результаты решения 3D-обратной задачи для R1 будут приведены в разделе 5.

4. Оптимизация рабочего колеса второго ротора биротативного вентилятора CRTF2A на оборотах $\bar{n} = 95\%$

Для повышения КПД R2 CRTF2A в рабочей точке при $\bar{n}_{np} = 95\%$ предлагается использовать распределение нагрузки, взятое в точке максимума КПД характеристики CRTF2A, полученной из решения прямой задачи при $\bar{n}_{np} = 95\%$ (рис. 9,10).

Чтобы понять основные газодинамические причины увеличения КПД в точке его максимума, необходимо сравнить распределения изомах вдоль профиля лопатки на указанных режимах работы CRTF2A [3]. На рис. 10 показаны распределения изомах в межлопаточном канале и вдоль профиля лопатки в периферийном сечении R2 CRTF2A.

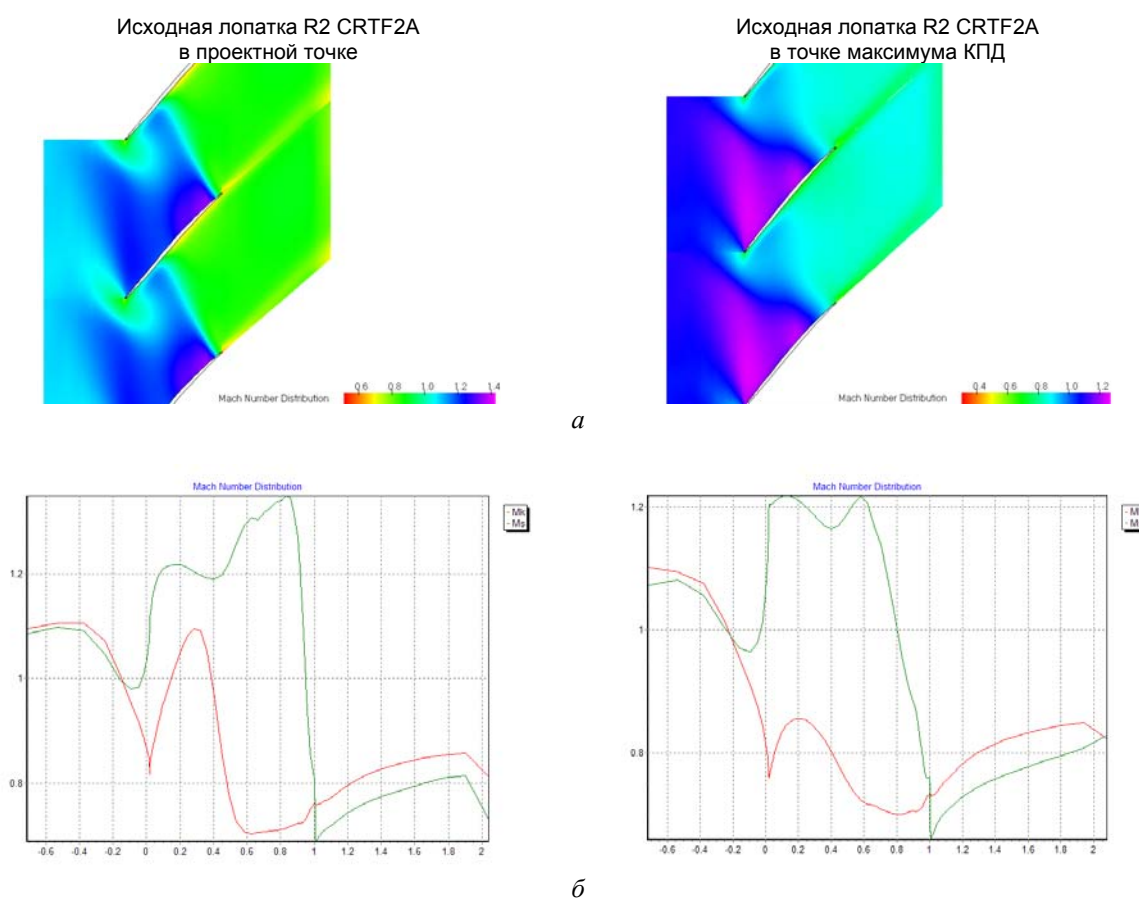


Рис. 10. Распределение изомах в межлопаточном канале и вдоль профиля лопатки в периферийном сечении R2 CRTF2A при $\bar{n}_{np} = 95\%$ в проектной точке и в точке максимума КПД:

а – распределение изэнтропического числа Маха по профилю R2;
б – CRTF2A. Сечение 98% от высоты лопатки (R2)

Из сравнения этих рисунков видно, что в точке максимума КПД вентилятора число Маха перед скачком уплотнения для исходной лопатки R2 CRTF2A на 0,05...0,18 меньше, чем число Маха перед скачком уплотнения для исходной лопатки R2 CRTF2A в рабочей точке. Это и приводит к существенному повышению КПД R2 в точке максимума КПД. Однако величина нагрузки в точке оптимума КПД больше, чем в рабочей

точке (так как степень сжатия π^* в точке max КПД больше π^* в проектной точке, рис. 9).

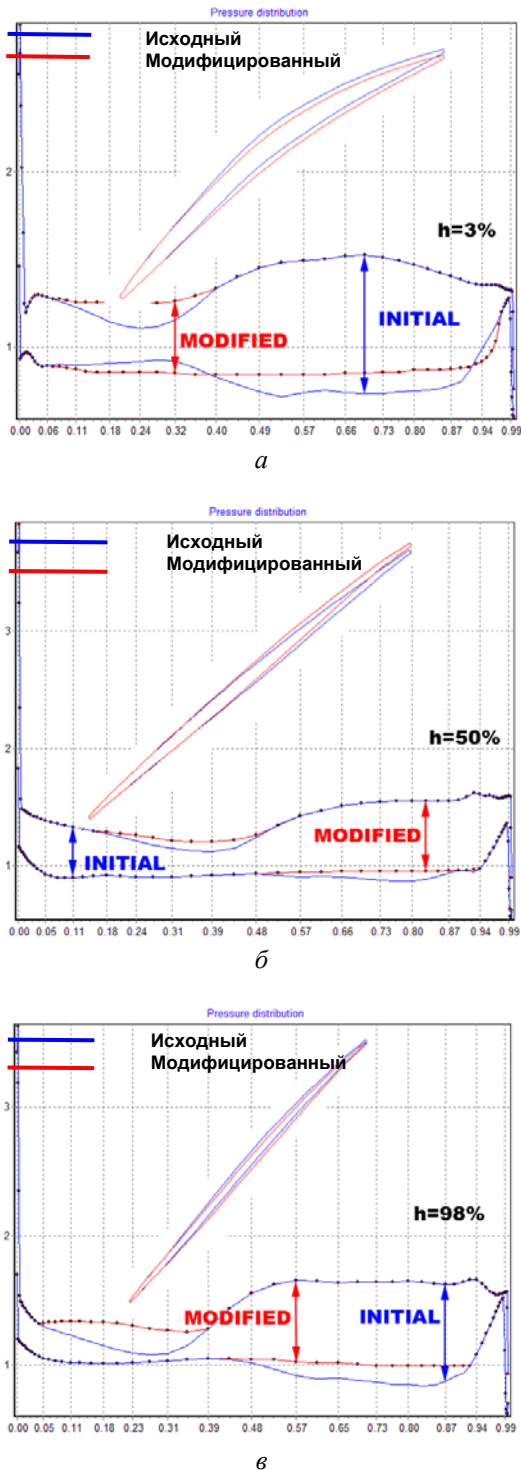


Рис. 11. Ротор R2: а – 3% высоты лопатки; б – 50% высоты лопатки; в – 98% высоты лопатки

Анализ рис. 12, 13 показывает, что модифицированная лопатка R2 обеспечивает снижение числа Маха перед скачком уплотнения приблизительно на $\Delta M = 0,05 \dots 0,18$ в диапазоне $0 \leq \bar{h} \leq 90\%$.

Поэтому необходимо выполнить калибровку этого распределения нагрузки, сохранив её прежнюю величину (рис. 11). Это важное требование необходимо для сохранения согласования венцов CRTF2A.

Анализ первого модифицированного (после решения 3D-обратной задачи) варианта рабочего колеса R2 в точке рабочей линии на оборотах $\bar{n}_{np} = 95\%$ показывает, что при высоте лопатки $0 \leq \bar{h} \leq 100\%$ обтекание лопатки R2 в составе биротативного вентилятора CRTF2A происходит на режимах с выбитой ударной волной, что хорошо видно на рис. 10.

Наличие выбитой ударной волны существенно снижает запасы газодинамической устойчивости и КПД второго ротора биротативного вентилятора CRTF2A. На основе трёхмерной обратной задачи рабочее колесо R2 было перепроектировано ещё раз с целью снижения интенсивности выбитой ударной волны и более равномерного распределения аэродинамической нагрузки вдоль хорды профиля лопатки.

С этой целью были вновь модифицированы распределения статического давления на стороне разрежения лопатки во всех сечениях лопатки R2 от втулки до периферии.

На рис. 11 показан пример такой модификации для трёх сечений лопатки R2 при $\bar{h} = 3\%$, 50% и 98%. Видно, что для модифицированного распределения статического давления уменьшена высота скачка давления на поверхности разрежения лопатки. Под нагрузкой понимается площадь между двумя кривыми, соответствующими статическому давлению на корыте и спинке.

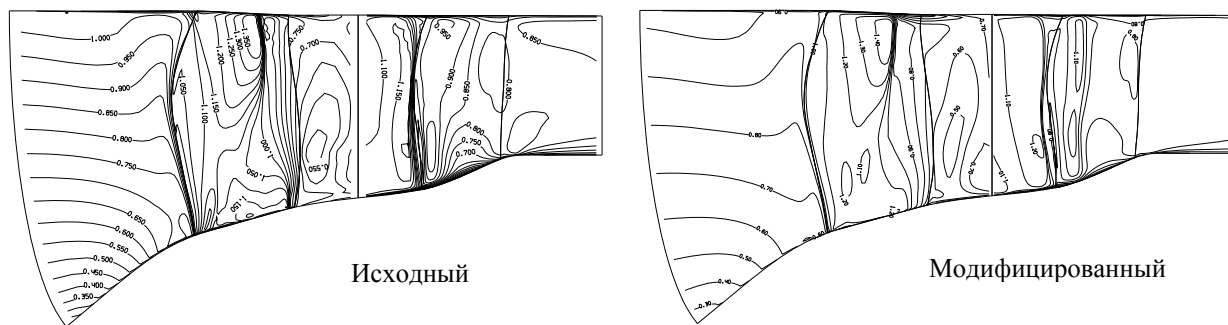


Рис. 12. Сравнение исходного CRTF1 и модифицированного CRTF2A с утолщёнными кромками $\bar{n}_{np} = 100\%$. Сторона давления

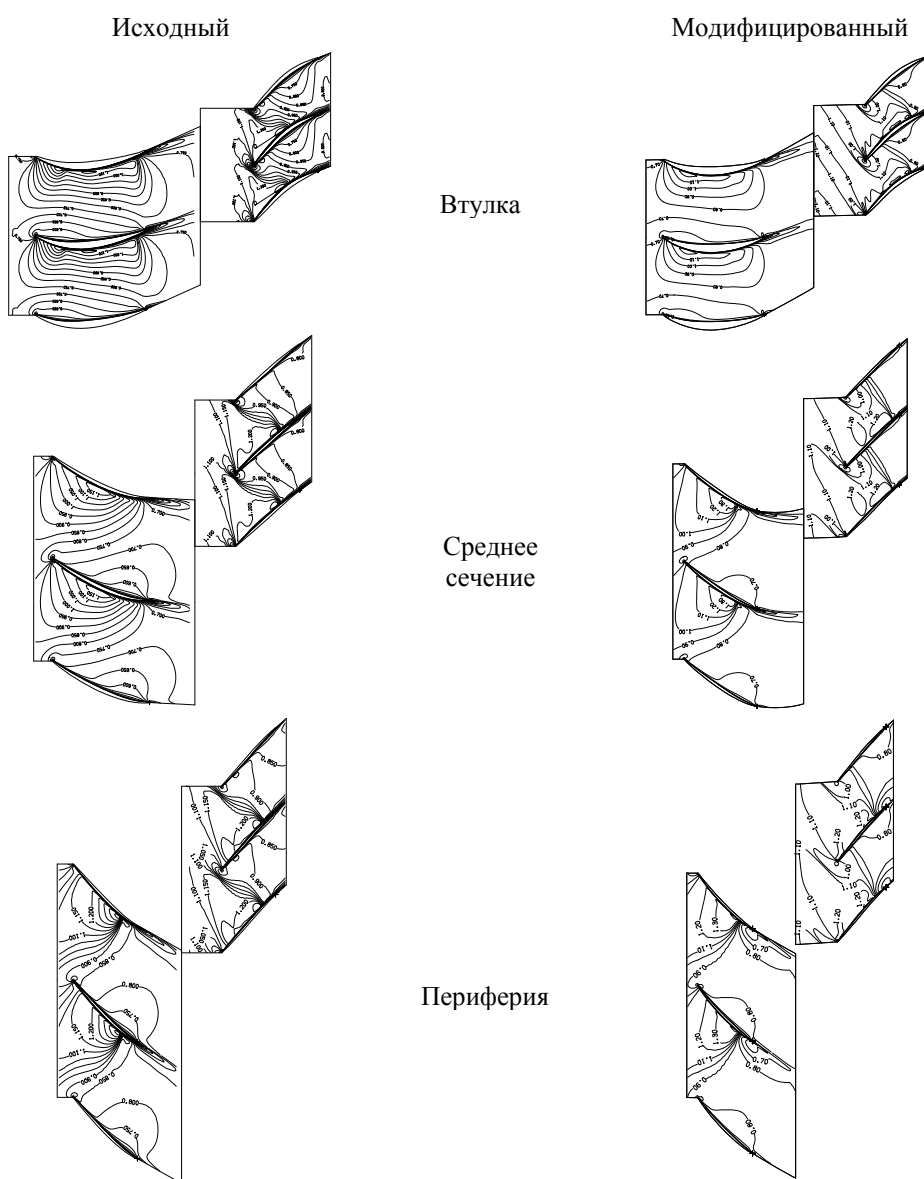


Рис. 13. Сравнение исходного CRTF1 и модифицированного CRTF2A с утолщёнными кромками: изомахи, шаг 0,1; $\bar{n}_{np} = 100\%$

5. Расчёт интегральных и локальных характеристик биротативного вентилятора CRTF2A после 3D-оптимизации его венцов

После 3D-обратной задачи полученное окончательное решение для профилей лопаток R1 и R2 при $\bar{n}_{np} = 95\%$ было использовано в модели биротативного вентилятора CRTF2A для расчёта его характеристик на основе решения прямой задачи.

На основе программного комплекса «3D-IMP-MULTI» был проведён сквозной расчёт 3D-вязкого течения в биротативном вентиляторе CRTF2A при $\bar{n}_{np} = 50 \dots 106,5\%$.

На рис. 9 показаны результаты расчёта характеристик по прямой задаче в модифицированном варианте CRTF2A при $\bar{n}_{np} = 95 \dots 100\%$.

На рис. 12, 13 приведены расчёты обтекания биротативных вентиляторов CRTF1 и CRTF2A на оборотах $\bar{n}_{np} = 100\%$.

Анализ полученных результатов показывает, что в модифицированном варианте биротативного вентилятора CRTF2A уменьшились углы атаки на лопатку первого ротора R1 и число Маха в периферийном сечении R1 снизилось на $\Delta M = 0,2$ по сравнению с исходным вариантом биротативного вентилятора CRTF1. Анализ распределения чисел Маха по поверхности спинки ротора R2 показывает, что число Маха перед замыкающим скачком уплотнения снизилось на $\Delta M = 0,2$ по сравнению с исходным вариантом лопатки ротора R2 CRTF1.

Проведённая оптимизация первого и второго ротора биротативного вентилятора CRTF2A позволила существенно улучшить газодинамические характеристики вентилятора в рабочей точке вдоль линии рабочих режимов:

$$\begin{aligned} \bar{n}_{np} = 95\%; & \quad \Delta\eta_{ad.R1}^* = +0,2\%, \quad \Delta\eta_{ad.R2}^* = +3,4\%, \quad \text{в целом для вентилятора } \Delta\eta_{ad}^* = +1,8\%; \\ \bar{n}_{np} = 100\%; & \quad \Delta\eta_{ad.R1}^* = -1,3\%, \quad \Delta\eta_{ad.R2}^* = +3,9\%, \quad \text{в целом для вентилятора } \Delta\eta_{ad}^* = +1,2\%; \\ \bar{n}_{np} = 106,5\%; & \quad \Delta\eta_{ad.R1}^* = -1,7\%, \quad \Delta\eta_{ad.R2}^* = +3,3\%, \quad \text{в целом для вентилятора } \Delta\eta_{ad}^* = +0,6\%. \end{aligned}$$

Заключение

Рассмотрены два варианта модели вентилятора: прототип с тонкими титановыми лопатками CRTF1 и новый оптимизированный вентилятор CRTF2A. CRTF2A моделирует биротативный вентилятор перспективного двигателя с широкохордными лопатками из композитных материалов. Поэтому лопатки CRTF2A имеют большую толщину, включая толщину передней и задней кромки. Биротативный вентилятор с утолщёнными лопатками должен иметь высокие аэродинамические, прочностные и акустические характеристики, как и вентилятор CRTF1. Проведённая оптимизация биротативного вентилятора CRTF2A на основе решения 3D-обратной задачи позволила повысить КПД этого вентилятора по сравнению с CRTF1: $\Delta\eta_{ad}^* = +1,8\%$ при $\bar{n}_{np} = 95\%$; $\Delta\eta_{ad}^* = +1,2\%$ при $\bar{n}_{np} = 100\%$; $\Delta\eta_{ad}^* = +0,6\%$ при $\bar{n}_{np} = 106,5\%$.

Библиографический список

1. Brailko I.A., Mileschin V.I., Nyukhtikov M.A., Pankov S.V., Rossikhin A.A. 3D Computational Analysis of Unsteady and Acoustic Characteristics of a Model of High Bypass Ratio Counter-Rotating Fan // ISABE-2005-1186. September, 4-9, Munich, Germany.

2. Talbotec J., Vernet M. SNECMA Counter Rotating Turbo Fan Aerodynamic Design Logic & Tests Results // 27th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences. 2010. V. 4. P. 2550-2559.

3. Mileshin V.I., Pankov S.V., Fateev V.A. Ducted Counter-Rotating Fan Blades Optimization Based on 3D Inverse Problem Solution aiming at fan gasdynamics improvement // 19th ISABE Conference (ISABE-2009). 2009.

4. Lengyel T., Schmidt T., Voß C., Nicke E. Design of a Counter Rotating Fan – An Aircraft Engine Technology to Reduce Noise and CO₂-Emissions // 19th ISABE Conference (ISABE 2009). 2009.

5. Khaletskiy Yu., Mileshin V., Talbotec J., Nicke E. Study on Noise of Counter Rotating Fan Models at CIAM Anechoic Chamber // 28th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences. 2012. V. 2. P. 1325-1334.

6. Mileshin V.I., Orekhov I.K., Shchipin S.K., Startsev A.N. New 3D Inverse Navier-Stokes Based Method Used to Design Turbomachinery Blade Rows // Proceedings of the ASME Heat Transfer/Fluids Engineering Summer Conference. 2004. V. 2 B. P. 881-889. DOI: 10.1115/ht-fed2004-56436

7. Mileshin V.I., Orekhov I.K., Shchipin S.K., Startsev A.N. 3D Inverse design of transonic fan rotors efficient for a wide range of RPM // Proceedings of the ASME Turbo Expo. 2007. V. 6, part A. P. 341-352. DOI: 10.1115/GT2007-27817

8. Mileshin V.I., Nyukhtikov M.A., Orekhov I.K., Pankov S.V., Shchipin S.K. Open Counter – Rotating Fan Blades Optimization Based on 3D Inverse Problem Navier-Stokes Solution Method with the Aim of Tonal Noise Reduction // Proceedings of the ASME Turbo Expo. 2008. V. 6, part A. P. 877-885. DOI: 10.1115/GT2008-51173

9. Mileshin V.I., Orekhov I.K., Pankov S.V. Numerical and experimental Investigations of Bypass fans Characteristics // Proceedings of ISABE International Conference, Beijing, ISABE-2007-1138, 2007.

10. Arbabi A., Ghaly W., Medd A. Aerodynamic inverse blade design of axial compressors in three-dimensional flow using a commercial CFD program // Proceedings of the ASME Turbo Expo. 2017. V. 2B. DOI: 10.1115/GT2017-65194

11. Годунов С.К., Забродин А.В., Иванов М.Я., Крайко А.Н., Прокопов Г.П. Численное решение многомерных задач газовой динамики. М.: Наука, 1976. 400 с.

12. Крайко А.Н. Краткий курс теоретической газовой динамики: уч. пособие. М.: Московский физико-технический институт, 2007. 299 с.

13. Тилляева Н.И. Обобщение модифицированной схемы С.К. Годунова на произвольные нерегулярные сетки // Учёные записки ЦАГИ. 1986. Т. XVII, № 2. С. 18-26.

14. Krupa V.G., Ivanov M.Ja. Solution of Navier-Stokes equations using high accuracy monotone schemes. AGARD Lecture Series TCP 02/LS198, 1994.

15. Boldwin B.W., Lomax H. Thin layer approximation and algebraic model for separated turbulent flows // 16th Aerospace Sciences Meeting. 1978. DOI: 10.2514/6.1978-257

16. Wilcox D.C. Multiscale Model for Turbulent Flows // 24th Aerospace Sciences Meeting. 1986. DOI: 10.2514/6.1986-29

OPTIMIZATION OF DUCTED COUNTER-ROTATING FAN BLADES ON THE BASIS OF SOLVING A 3D INVERSE PROBLEM WITH THE AIM OF IMPROVING FAN GASDYNAMIC CHARACTERISTICS

© 2018

- V. I. Mileshin** Doctor of Science (Physics and Mathematics), Head of Division;
Central Institute of Aviation Motors (CIAM), Moscow, Russian Federation;
mileshin@ciam.ru
- S. V. Pankov** Head of Department;
Central Institute of Aviation Motors (CIAM), Moscow, Russian Federation;
pankov@ciam.ru
- V. A. Fateyev** Senior Researcher;
Central Institute of Aviation Motors (CIAM), Moscow, Russian Federation;
fateev@ciam.ru
- S. K. Shchipin** Doctor of Science (Engineering), Deputy Chief Designer;
Russian Aircraft Corporation MiG, Moscow, Russian Federation;
sershchipin@mail.ru

When developing counter-rotating fans for advanced aircraft engines with ducted blades (CRTF), it is very important to ensure high acoustic and aerodynamic characteristics. To provide investigations of aerodynamic and acoustic performance of the original version of an advanced counter-rotating CRTF1 fan model with $\pi_f^* \sim 1,5$ in the C-3A anechoic chamber (CIAM), its experimental and mathematical models were developed and 3D steady viscous flow and integral characteristics were calculated. The paper presents a comparison of data computed by “mixing plane” approximation and the experimental CRTF1 data. This comparison shall demonstrate the validity of designing the CRTF2A second version without taking unsteady interaction into consideration. These comparisons of computed and measured data give evidence of good agreement at $\bar{n}_{cor} \leq 92\%$. The degree of coincidence between the computed and experimental data at $\bar{n}_{cor} > 92\%$ is satisfactory – maximum error is $\leq 2\%$. This paper presents some results of gasdynamic and aeroacoustic optimization of the configuration of a ducted fan carbon composite blade on the basis of the solution of a 3D-inverse problem [3]. A distinctive feature of a carbon composite blade as compared with a solid titanium blade is thicker leading and trailing edges and increased maximum blade profile thickness.

Gas turbine engine; gasdynamic characteristics; ducted counter-rotating fan; 3D-inverse problem solution; optimization; thickened blade.

Citation: Mileshin V.I., Pankov S.V., Fateyev V.A., Shchipin S.K. Optimization of ducted counter-rotating fan blades on the basis of solving a 3d inverse problem with the aim of improving fan gasdynamic characteristics. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2018. V. 17, no. 1. P. 72-86. DOI: 10.18287/2541-7533-2018-17-1-72-86

References

1. Brailko I.A., Mileshin V.I., Nyukhtikov M.A., Pankov S.V., Rossikhin A.A. 3D Computational Analysis of Unsteady and Acoustic Characteristics of a Model of High Bypass Ratio Counter-Rotating Fan. *ISABE-2005-1186*. September, 4-9, Munich, Germany.
2. Talbotec J., Vernet M. SNECMA Counter Rotating Turbo Fan Aerodynamic Design Logic & Tests Results. *27th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences*. 2010. V. 4. P. 2550-2559.
3. Mileshin V.I., Pankov S.V., Fateyev V.A. Ducted Counter-Rotating Fan Blades Optimization Based on 3D Inverse Problem Solution aiming at fan gasdynamics improvement. *19th ISABE Conference (ISABE-2009)*.
4. Lengyel T., Schmidt T., Voß C., Nicke E. Design of a Counter Rotating Fan – An Aircraft Engine Technology to Reduce Noise and CO₂-Emissions. *19th ISABE Conference (ISABE 2009)*. 2009.

5. Khaletskiy Yu., Mileshin V., Talbotec J., Nicke E. Study on Noise of Counter Rotating Fan Models at CIAM Anechoic Chamber. *28th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences*. 2012. V. 2. P. 1325-1334.

6. Mileshin V.I., Orekhov I.K., Shchipin S.K., Startsev A.N. New 3D Inverse Navier-Stokes Based Method Used to Design Turbomachinery Blade Rows. *Proceedings of the ASME Heat Transfer/Fluids Engineering Summer Conference*. 2004. V. 2 B. P. 881-889. DOI: 10.1115/ht-fed2004-56436

7. Mileshin V.I., Orekhov I.K., Shchipin S.K., Startsev A.N. 3D Inverse design of transonic fan rotors efficient for a wide range of RPM. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. 2007. V. 6, part A. P. 341-352. DOI: 10.1115/GT2007-27817

8. Mileshin V.I., Nyukhtikov M.A., Orekhov I.K., Pankov S.V., Shchipin S.K. Open Counter – Rotating Fan Blades Optimization Based on 3D Inverse Problem Navier-Stokes Solution Method with the Aim of Tonal Noise Reduction. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. 2008. V. 6, part A. P. 877-885. DOI: 10.1115/GT2008-51173

9. Mileshin V.I., Orekhov I.K., Pankov S.V. Numerical and experimental Investigations of Bypass fans Characteristics. *Proceedings of ISABE International Conference, Beijing, ISABE-2007-1138*, 2007.

10. Arbabi A., Ghaly W., Medd A. Aerodynamic inverse blade design of axial compressors in three-dimensional flow using a commercial CFD program. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. 2017. V. 2B. DOI: 10.1115/GT2017-65194

11. Godunov S.K., Zabrodin A.V., Ivanov M.Ya., Krayko A.N., Prokopov G.P. *Chislennoe reshenie mnogomernykh zadach gazovoy dinamiki* [Numerical solution of multi-dimensional problems of gas dynamics]. Moscow: Nauka Publ., 1976. 400 p.

12. Krayko A.N. *Kratkiy kurs teoreticheskoy gazovoy dinamiki: uch. posobie* [A short course on theoretical gas dynamics]. Moscow: Moscow Institute of Physics and Technology Publ., 2007. 299 p.

13. Tillyaeva N.I. Synthesis of the modified S.K. Godunov's scheme on arbitrary irregular grids. *Uchenye zapiski TsAGI*. 1986. V. XVII, no. 2. P. 18-26. (In Russ.)

14. Krupa V.G., Ivanov M.Ja. Solution of Navier-Stokes equations using high accuracy monotone schemes. AGARD Lecture Series TCP 02/LS198, 1994.

15. Baldwin B.W., Lomax H. Thin layer approximation and algebraic model for separated turbulent flows. *16th Aerospace Sciences Meeting*. 1978. DOI: 10.2514/6.1978-257

16. Wilcox D.C. Multiscale Model for Turbulent Flows. *24th Aerospace Sciences Meeting*. 1986. DOI: 10.2514/6.1986-29