

УДК 621.515:629.7.036

И.В. ПОЛЯКОВ, А.Е. РЕМИЗОВ

*Рыбинская государственная авиационная технологическая академия
им. П.А. Соловьева, Россия*

АНАЛИЗ ПАРАМЕТРОВ ТЕЧЕНИЯ В МЕЖТУРБИННОМ ПЕРЕХОДНОМ КАНАЛЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Рассматриваются результаты численного моделирования течения в диффузорном межтурбинном канале, полученные с помощью коммерческого комплекса прикладной гидрогазодинамики CFX-TASCflow, настроенного по результатам модельного физического эксперимента.

канал, диффузор, потери, углы поток, моделирование физическое и численное, закрутка входная

Введение

Главной тенденцией развития авиационных газотурбинных двигателей является повышение газодинамических параметров рабочего цикла, а именно степени сжатия, максимальной температуры рабочего тела, степени двухконтурности на фоне роста КПД основных узлов двигателя. В последние полтора-два десятилетия эта тенденция привела к качественным изменениям в конструктивном облике газоздушного тракта двигателя.

В частности, уменьшение высоты проточной части, как следствие высокой плотности и энергосыщенности рабочего тела, вынуждало разработчиков двигателей максимально понижать относительные диаметральные размеры турбокомпрессора каскада высокого давления. В то же время, необходимость обеспечения достаточно высокой массовой и газодинамической эффективности лопаточных машин каскада низкого давления требовала реализации относительно больших диаметральных размеров вентилятора и турбины низкого давления. В результате в конструкции двигателя появились специальные элементы – газодинамические переходники, соединяющие проточные части каскадов высокого и низкого давления. Требования к газодинамическому совершенству переходных каналов весьма высоки. Успешное решение проблемы получения низких

потерь в межкаскадном переходнике затрудняется вследствие диффузорного характера течения. Так рост потерь полного давления в межтурбинном переходном канале на 1% дает ухудшение тяги, мощности и удельного расхода топлива на 1...1,5%. Поэтому вполне обосновано стремление разработчиков двигателей к созданию гладких, не загроможденных аэродинамическими элементами (например, стойками) переходных каналов.

Актуальность проблемы. Авиационные ГТД четвертого, и, особенно, пятого поколения имеют высокочередные одноступенчатые турбины, отличительной особенностью которых является невозможность получения осевого выхода потока из турбины. Основные параметры современных высокочередных турбин высокого давления, свойственных двигателям четвертого и пятого поколений, заимствованные из работ В.Д. Венедиктова и А.Я. Речкоблита [1, 2] приведены в таблице 1, из которой следует, что угол выхода потока из турбины, определяющий входную закрутку в межтурбинном переходном канале изменяется в очень широких пределах (для среднего радиуса турбины от 41 до 77 градусов, что соответствует системе отчета углов, принятой в настоящей статье диапазону от 49 до 13 градусов). Поэтому практически все межтурбинные переходные каналы работают в условиях наличия входной закрутки потока газов.

Таблица 1
 Параметры современных
 высокоперепадных турбин

π_t^*	3,87	3,89	4,06
ρ	0,59	0,27	0,49
U/C_{ad}	0,496	0,505	0,45
η_m^*	0,898	0,894	0,88
α_2 , град.	41	77	51

На сегодняшний день однозначно достоверная информация о влиянии входной закрутки потока на газодинамическую эффективность течения в межтурбинных переходных каналах при невысокой диффузорности канала недостаточна, а при средней и умеренной диффузорности практически отсутствует. В связи с этим возникают значительные трудности при определении эффективного КПД турбины на стадии ее проектирования.

Задачи исследования. В качестве объекта исследования был выбран межтурбинный переходный канал с геометрическими параметрами типичными как для авиационных ГТД, так и энергетических ГТУ, представленных на рис. 1 в виде зависимости угла раскрытия эквивалентного конического диффузора от геометрической диффузорности канала.

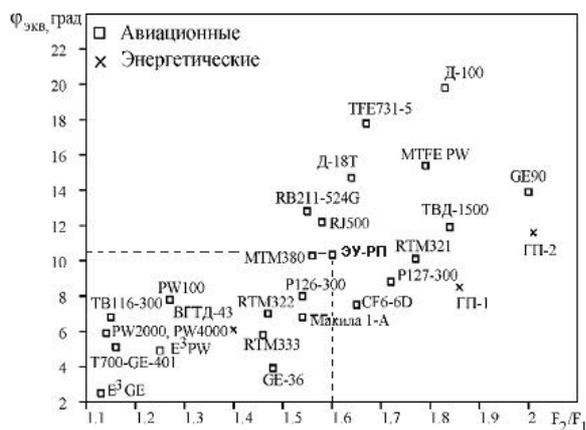


Рис. 1. Геометрические параметры межтурбинных переходных каналов

Учитывая конструктивные особенности переходных каналов ГТД, исследования проводились как для аэродинамически гладкого канала, так и для канала с аэродинамическими стойками при неизменной геометрии канала и неизменных режимных

условиях. Поэтому имелась возможность выявить степень влияния аэродинамических стоек в канале на параметры потока и аэродинамическую эффективность переходника в условиях входной закрутки потока.

1. Численное решение задачи

Для численного решения задачи был выбран коммерческий комплекс вычислительной гидрогазодинамики CFX-TASCflow. Данный программный комплекс позволяет проводить численное моделирование движения жидкости и газа для широкого спектра научно-технических задач. Задачи, решаемые в двигателестроении: расчет ступеней и венцов турбомашин, моделирование теплового состояния деталей и узлов высокотемпературных ГТД, расчет процессов горения в камерах сгорания авиационных двигателей. Решатель CFX-TASCflow3D обеспечивает решения для несжимаемого или сжимаемого, стационарного или нестационарного, ламинарного или турбулентного однофазного газового потока, включая дозвуковые, транзвуковые и сверхзвуковые течения в сложных геометриях. CFX-TASCflow используется метод совместного решения уравнений Навье-Стокса и системы уравнений разностного оператора для скоростей и давления.

Численное решение основывается на конечно-элементном подходе. Для дискретизации расчетной области используются блочно-структурные неортогональные сетки с встроенными и присоединенными доменами, совпадающие с границами расчетной области.

Настройка комплекса для решения поставленной задачи проведена на основе удовлетворения условий проведения модельного физического эксперимента. Граничные условия на входе полное давление и на выходе – статическое давление задавались равными, измеренным значениям при проведении экспериментального исследования. При создании математической модели диффузорного канала сохранялось

полное геометрическое соответствие натурной экспериментальной установке. Пример настройки программного комплекса пораспределению статического давления вдоль периферийной образующей канала представлен на рис. 2, где по оси абсцисс отложена относительная длина канала, а по оси ординат – коэффициент давления

$$\bar{P} = \frac{P_2 - P}{\rho \cdot w_1^2 / 2}, \quad (1)$$

рассчитанный по выходному и текущему статическим давлениям и кинетической энергии потока на входе в канал.

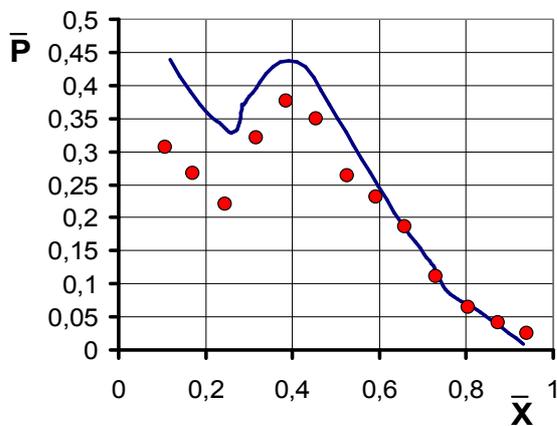


Рис. 2. Расчетное (линия) и экспериментальное (точки) распределение статического давления.

2. Физический эксперимент

Для проведения экспериментальных исследований переходного канала использовалась экспериментальная установка представленная на рис. 3. Геометрические параметры установки соответствуют рис. 1. Испытания канала проводились при скорости на входе на уровне $\lambda = 0,12$ при этом число Рейнольдса составляло $Re = 2,8 \cdot 10^5$. Входная закрутка потока задавалась поворотными лопатками 4 в диапазоне от 0 до 30 градусов, что соответствует уровню выходной закрутки турбинных ступеней (табл. 1).

Конструктивно предусмотрена возможность изменения количества аэродинамических стоек 5 от 4 до 12 штук.

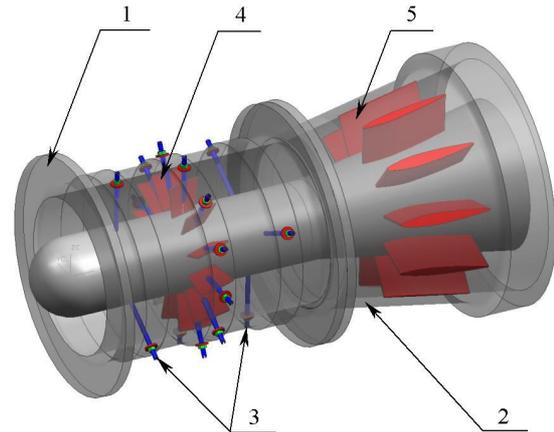
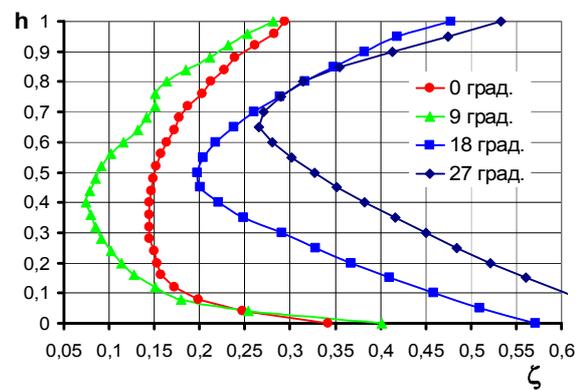
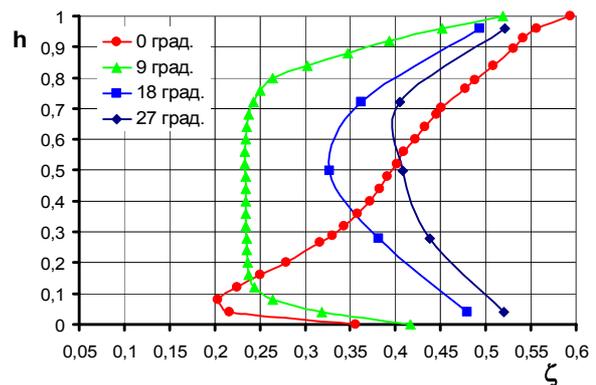


Рис. 3. Экспериментальная установка

Углы потока на входе и выходе из канала измерялись с помощью регулируемого цилиндрического насадка с погрешностью не хуже $\pm 0,5$ градусов.



а



б

Рис. 4. Потери в канале без стоек (а) и с шестью стойками (б)

Коэффициент потерь кинетической энергии (рис. 4) определялся по известному соотношению:

$$\zeta = \frac{P_1^* - P_2^*}{P_1^* - P_1}, \quad (2)$$

где P^*_2 – давление полного торможения потока, осредненное в пределах одного стоечного шага. Для определения коэффициента потерь кинетической энергии всего канала проводилось интегрирование местных коэффициентов потерь кинетической энергии по радиусу. В результате получался коэффициент потерь кинетической энергии канала, осредненный по площади.

3. Анализ результатов

Сопоставление результатов физического и численного экспериментов проводилось по коэффициенту потерь кинетической энергии (рис. 4) и по изменению величины закрутки потока в пределах исследуемого канала (рис. 5).

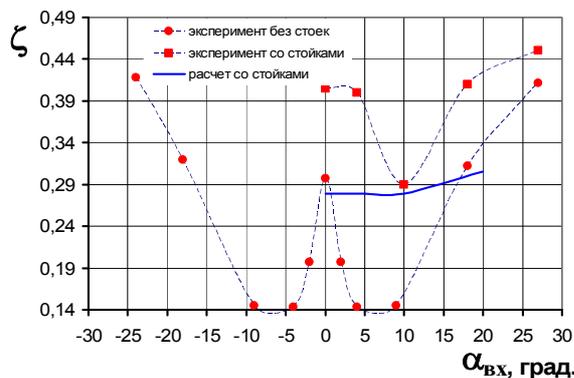


Рис. 5. Зависимость потерь кинетической энергии от входной закрутки потока

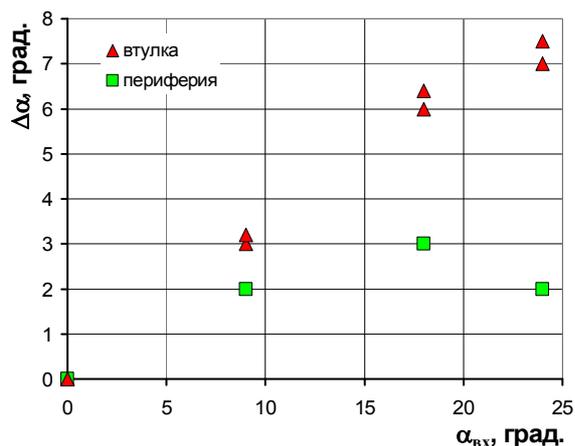
Сопоставление результатов физического эксперимента и приведенных на рис. 5 и 6 позволяет сделать следующий вывод. При наличии на входе небольшой закрутки потока, около 9 градусов, снижение потерь наблюдается в основном за счет периферийных сечений переходного канала. Причем, при наличии стоек в переходном канале степень влияния периферийных сечений усиливается, что, вероятно, можно объяснить повышенной стабилизацией устойчивости пограничного слоя на периферийной образующей, в условиях местного относительного разгона потока на выпуклой поверхности стойки, играющей роль «спинки» при наличии входного схода потока, который регистрировался авторами

статьи при проведении экспериментальных исследований. При повышенном уровне входной закрутки потока (более 18 градусов) увеличение потерь в переходном канале происходит за счет увеличения зоны повышенных потерь, примыкающей к втулочному сечению канала. При этом характер изменения потерь примерно одинаков как для канала без стоек, так и для канала со стойками, что является результатом отрыва потока с образующих переходного канала. По всей видимости, отрывы потока в гладком канале при высокой входной закрутке могут быть даже более интенсивными, чем в канале со стойками, что подтверждается большим градиентом изменения потерь, вблизи ограничивающих поверхностей гладкого канала.

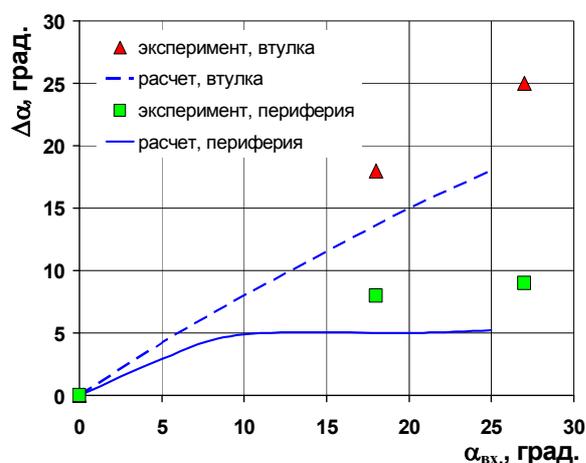
Численный расчет потерь (рис. 5, сплошная линия) дает результат, хорошо коррелирующий с экспериментом только в области минимальных потерь, где пограничные слои на образующих канала наиболее устойчивы, а, используемая в расчете $k-\epsilon$ модель турбулентности не позволяет получить корректный результат для потерь при предотрывном состоянии пограничного слоя на образующих канала. По всей видимости, для получения большего соответствия расчетных потерь экспериментальным следует использовать $k-\omega$ модель турбулентности.

Диффузорный канал обладает выравнивающей способностью по углу закрутки потока, которая проявляется за счет наибольшего влияния втулочной образующей канала. На входе в канал величина входной закрутки $\alpha_{вх}$ во всех экспериментальных продувках и расчетах была постоянна по высоте. Этот факт наглядно иллюстрирует рис. 6, на котором по оси ординат отложена разность углов закрутки потока на входе в канал и выходе из него.

В диффузорном канале с аэродинамическими стойками поток раскручивается на всей высоте канала на больший угол по сравнению с раскруткой потока в «чистом» диффузорном канале, что совершенно естественно объясняется с точки зрения классической теории решеток.



а



б

Рис. 6. Раскручивающая способность переходного диффузорного канала без стоек (а) и с шестью стойками (б)

Для канала с шестью стойками получено весьма хорошее соответствие численного расчета с использованием $k-\epsilon$ модели турбулентности с физическим экспериментом (различие результатов по величине угла не превышает 1,5...2 градусов). Для канала без стоек расчет углов выхода потока не проводился.

До входной закрутки, соответствующей углу $\alpha_{вх} = 8...10$ градусов шесть стоек в канале раскручивают поток практически до осевого направления по всей высоте канала. При больших углах входа потока в канал поток раскручивается, в основном, за счет втулки. Вдоль периферийного сечения поток практически не изменяет своего направления.

Выводы

Существует оптимальная величина входной закрутки потока, позволяющая получить минимум потерь в переходном канале. Незначительная входная закрутка потока, около 5 – 10 градусов, приводит к уменьшению потерь кинетической энергии потока в канале, вследствие повышения устойчивости течения к отрыву на периферийной образующей поверхности канала.

Факт раскрутки потока в канале как постоянного сечения, так и диффузорной формы был известен и ранее, а в данной работе выявлена зависимость раскручивающей способности канала от величины входной закрутки потока. Экспериментально установлено, что в диффузорном кольцевом канале данной геометрии входная закрутка потока выравнивается, примерно на 8 – 10 градусов.

Использование $k-\epsilon$ модели турбулентности при численном решении задачи течения газа в диффузорном канале позволяет получить адекватные результаты по кинематическим параметрам потока, но не позволяет получить достоверные результаты по потерям во всем диапазоне исследованных углов входной закрутки потока.

Литература

1. Речкоблит А.Я. Разработка и исследование высокоперепадных одноступенчатых турбин. Научный вклад в создание авиационных двигателей. Книга 2. – М.: Машиностроение, 2000. – 344 с.
2. Венедиктов В.Д., Вереvский В.И. Исследование одноступенчатой высокоперепадной турбины. Т. 1. – М.: Машиностроение, 2005. – 366 с.
3. Чжен П. Отрывные течения: В 3-х томах. – М.: Мир, 1986. – 1200 с.

Поступила в редакцию 1.06.2006

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

