

УДК 621.438

В.В. ВЯТКОВ, А.Е. РЕМИЗОВ, А.М. ТОЩАКОВ*Рыбинский государственный авиационный технический университет
имени П.А. Соловьева, Россия***ИССЛЕДОВАНИЕ СОПЛОВЫХ АППАРАТОВ ТНД В
УСЛОВИЯХ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ С МЕЖТУРБИННЫМ
ПЕРЕХОДНЫМ КАНАЛОМ ПРИ НАЛИЧИИ ВХОДНОЙ
ЗАКРУТКИ ПОТОКА**

В статье приводятся результаты экспериментального исследования трех вариантов исполнения решеток соплового аппарата первой ступени ТНД: двух решеток с наклонным меридиональным сечением проточной части и одной – с осевым. Статья содержит описание модельных установок, основных характеристик исследуемых лопаточных венцов и условий проведения эксперимента. Приводятся осредненные результаты экспериментального исследования трех вариантов исполнения соплового аппарата первой ступени ТНД. В статье показана зависимость эффективности кольцевого и диагонального соплового аппарата от закрутки на входе в переходный канал.

Ключевые слова: авиационный двигатель, турбина, межтурбинный переходный канал, диагональный сопловой аппарат.

Введение

Улучшение показателей современных двухконтурных турбореактивных двигателей (ТРДД) обеспечивается увеличением температуры газов перед турбиной, суммарной степени повышения давления в компрессоре и степени двухконтурности. Это приводит к увеличению диаметра вентилятора. Окружные скорости по концам лопаток вентилятора в настоящее время жестко лимитированы требованиями по шуму, поэтому увеличение степени двухконтурности неизбежно приводит к уменьшению окружной скорости в турбине низкого давления (ТНД) и соответственно к увеличению количества ее ступеней.

Для уменьшения количества ступеней ТНД приходится увеличивать ее средний диаметр и применять переходный канал между турбинами высокого и низкого давления. При большом перепаде диаметров турбины высокого давления (ТВД) и ТНД втулочные сечения ТНД, как правило, работают в условиях отрыва, развивающегося в межтурбинном переходном канале, что существенно снижает коэффициент полезного действия ТНД. К тому же потери кинетической энергии газового потока в переходном канале дополнительно возрастают по той причине, что в газогенераторах современных авиационных двигателей применяются высоконагруженные одноступенчатые турбины высокого давления, на выходе из которых всегда сохраняется остаточная закрутка потока [1,2].

Для уменьшения длины переходного канала в современных ТНД ТРДД применяют диаго-

нальные ступени (рис.1). Все характеристики турбинных решеток, имеющиеся на данный момент в открытой печати, получены в условиях равномерных параметров газового потока на входе в цилиндрическую осевую решетку профилей, что не соответствует реальным условиям работы соплового аппарата диагональной ступени ТНД.

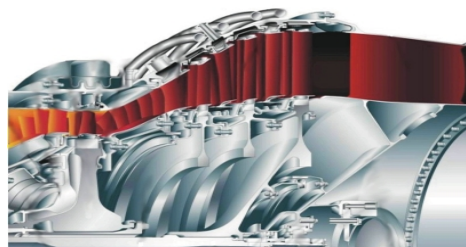


Рис. 1. Турбина ТРДД PW6000 с первыми диагональными ступенями [5]

1. Характеристики межтурбинных переходных каналов

Поле параметров на выходе из межтурбинного переходного канала крайне неравномерно и существенно зависит от входной закрутки потока [1].

На рис. 2 показано распределение коэффициента потерь кинетической энергии:

$$\zeta = 1 - \frac{w_2^2}{w_{2t}^2}, \quad (1)$$

где W_2 – действительная скорость на выходе из переходного канала;

W_{2t} – теоретическая скорость на выходе из переходного канала (при отсутствии потерь) по высоте переходного канала при различной остаточной закрутке потока.

Видно, что на втулке и периферии наблюдаются области потока с высокими потерями, что является следствием возникновения отрыва потока, причем при увеличении входной закрутки в большей степени увеличиваются потери на втулке.

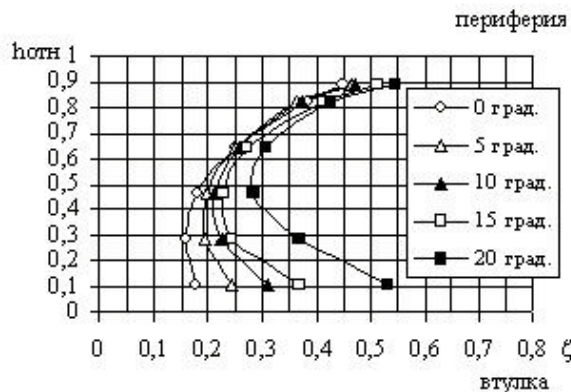


Рис. 2. Распределение потерь на выходе из переходного канала по высоте при углах входной закрутки 0, 5, 10, 15 и 20°

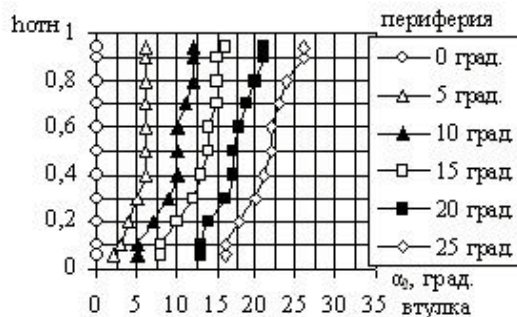


Рис. 3. Распределение углов закрутки потока на выходе из переходного канала по высоте при углах входной закрутки 0, 5, 10, 15 и 20°

Распределение углов потока на выходе из переходного канала (рис.3) носит монотонный характер. При большой остаточной закрутке на входе в переходный канал, на выходе из него различие в углах потока на втулке и периферии может достигать 15°, что создает неблагоприятные условия на входе в сопловой аппарат первой ступени ТНД и усложняет его проектирование.

2. Описание экспериментальных установок

В открытой печати нет данных о характеристиках турбинных решеток при условиях на

входе, соответствующих рис.2,3, а возможности современных численных методов для решения таких задач, связанных с отрывом потока крайне ограничены. Поэтому было проведено экспериментальное исследование влияния входной закрутки на потери в трех типах решеток соплового аппарата, работающих совместно с переходным каналом. Параметры исследуемых решеток представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Параметры исследуемых решеток

№ решетки	1	2	3
l/t – густота	1,53	1,7	1,42
$\overline{d_{em}}$ – относительный втулочный диаметр	0,64	0,64	0,785
h/d_{cp}	0,22	0,22	0,12
γ – средний угол наклона меридиональной плоскости, °	9,5	9,5	0
β_{1i} – входной угол лопаток, °	90	90	90
a_j/t	0,31	0,32	0,31
β_2 , °	18,8	34	18,8
β_{2i} – выходной угол лопаток, °	20	34,8	20

Решетки 1 и 2 выполнялись диагональными, т.е. их проточная часть являлась продолжением переходного канала. Профиль лопаток решетки №1 соответствовал профилю низкореективной охлаждаемой решетки (применима в случае проектирования охлаждаемого соплового аппарата ТНД или лопатки с совмещенным стоечным узлом). Решетка №2 соответствовала типичной неохлаждаемой сопловой лопатке ТНД. Решетка №3 выполнялась осевой (вход и выход потока параллелен оси двигателя).

Высота межлопаточного канала диагональных решеток составляла 50 мм, а высота осевой – 30 мм. При этом диагональные решетки представляли из себя полноразмерное кольцо, а осевая – сектор из пяти лопаток, ограниченный по торцевым поверхностям отсечными пластинами. Геометрическая степень диффузорности переходного канала составила 1,6, что соответствует типичным параметрам межтурбинных переходных каналов [3]. Модели экспериментальных установок представлены на рис.4.

Продувки решеток осуществлялись с помощью аэродинамического стенда на базе центробежного вентилятора ВН-800-0,01 при скорости потока $W = 45$ м/с и значениях чисел Рейнольдса, определенных по хорде профиля и выходным параметрам потока для осевой решетки $Re = 2,15 \cdot 10^5$, а для диагональной решетки $Re = 2,21 \cdot 10^5$, которые соответствуют области автомодельности.

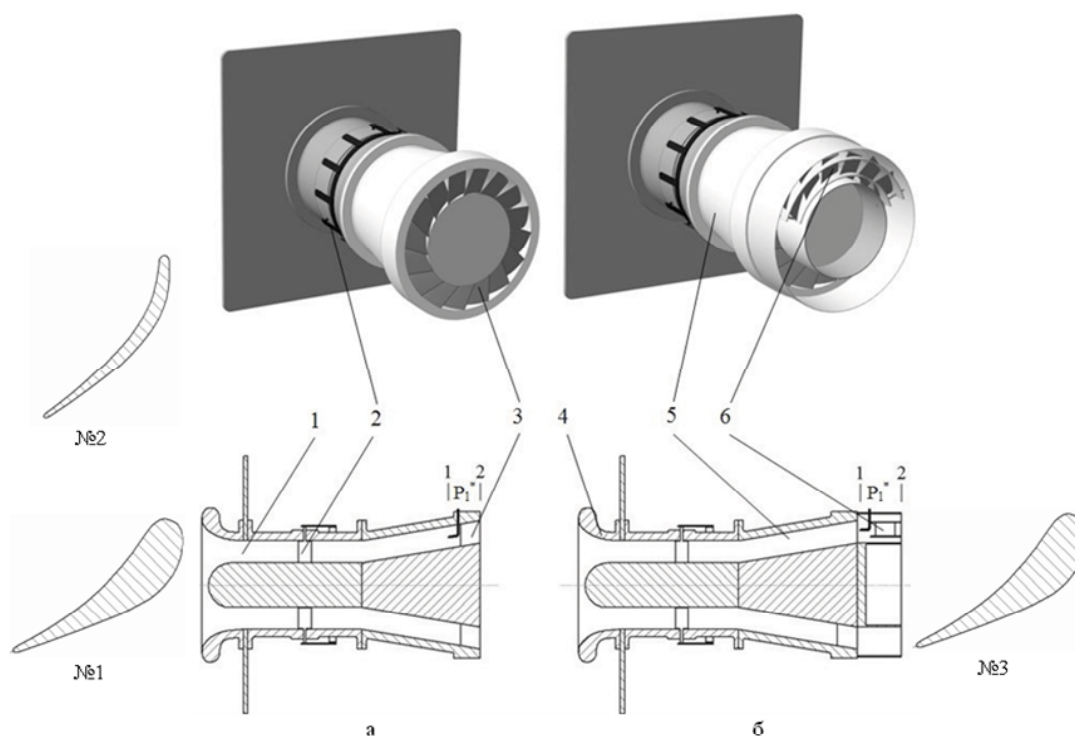


Рис. 4. Исследуемые модели переходного канала: а – с диагональными решетками №1 и №2; б – с осевой кольцевой решеткой №3; 1 – подводящий канал; 2 – закручивающая решетка; 3 – диагональная решетка; 4 – входная лемниската; 5 – диффузорный переходный канал; 6 – осевая решетка с отсечными пластинами

Для обобщения результатов измерений по потерям в решетках было необходимо достигнуть одинакового режима течения на спинке лопаток как области течения, наиболее predisposed к отрыву. Поэтому в качестве критерия, обеспечивающего режим течения на спинке, принималось отношение h/h_S – высоты межлопаточного канала к высоте смыкания вторичных вихрей. Высота смыкания рассчитывалась по формуле:

$$h_S = 2\Delta h_S + D_{B2}, \quad (2)$$

где h_S – полная высота подъема вторичных масс в выходном сечении решетки;

D_{B2} – диаметр входного вихря в области выхода из решетки определяли по методике, изложенной в работе [4].

При $h = 50$ и 30 мм для диагональных и осевой решеток соответственно h_S составила 30 и 27 мм, а соотношение $h/h_S > 0,6$ в обоих случаях. Это означает, что вторичные вихри, образовавшиеся на противоположных торцевых поверхностях, начинают взаимодействовать между собой, но контакт ядрами, который начинается при $h/h_S = 0,6$, не происходит. Таким образом, обеспечивается подобие режимов работы решеток.

Входная закрутка потока в переходном канале задавалась закручивающей решеткой с шагом 5° в диапазоне от -15° до $+15^\circ$. Траверсирование проводилось в сечениях 1 и 2. Показания снимались при помощи автоматизированного измерительного стенда с шагом 5 мм в радиальном направлении и 1° в окружном.

Измерялось поле полных давлений на выходе из решетки и рассчитывался коэффициент потерь кинетической энергии по соотношению

$$\zeta = 1 - \frac{W_2^2}{W_{2t}^2} = 1 - \frac{p_2^* - p_2}{p_1^* - p_2}, \quad (3)$$

где p_2^* – полное давление потока за решеткой;

p_2 – статическое давление на выходе (принималось равным атмосферному);

p_1^* – полное давление на входе.

3. Результаты исследования характеристик решеток

Распределение потерь кинетической энергии по высоте межлопаточного канала решеток (получено осреднением поля потерь по расходу [2]) показано на рис. 5, 6, 7.

Из сопоставления этих данных видно, что во всех случаях у втулочного сечения наблюдается значительная область с увеличенными потерями кинетической энергии. Это объясняется наличием (при данных геометрических параметрах диффузорного переходного канала) отрывной зоны по втулке на входе в сопловой аппарат (см. рис. 2).

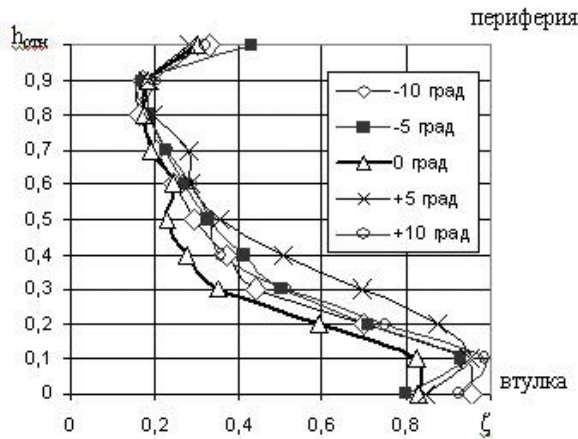


Рис. 5. Распределение потерь по высоте межлопаточного канала за диагональной решеткой №1 при различной входной закрутке

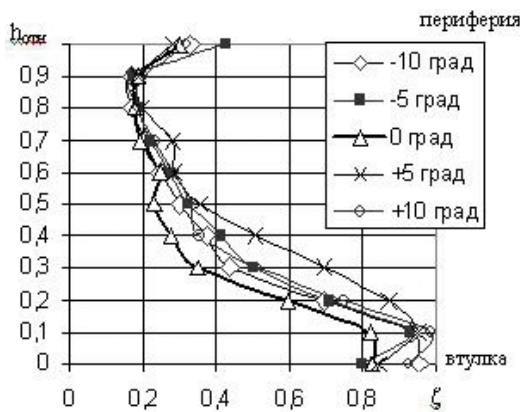


Рис. 6. Распределение потерь по высоте межлопаточного канала за диагональной решеткой №2 при различной входной закрутке

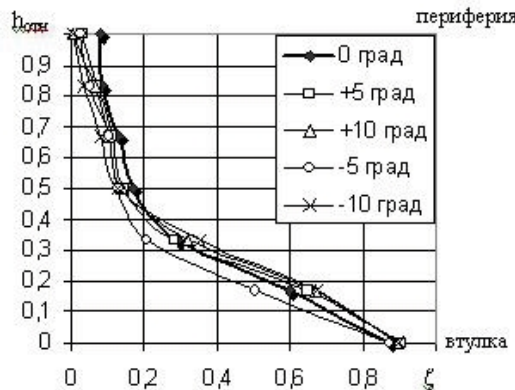


Рис. 7. Распределение потерь по высоте межлопаточного канала за осевой решеткой №3 при различной входной закрутке

В этой области так же увеличивается интенсивность вторичных течений из-за срыва потока и большей толщины пограничного слоя. Если сравнить распределение потерь в диагональных решетках 1 и 2, то можно сделать вывод о том, что характер распределения потерь практически одинаков. Распределение потерь на периферии соответствует классическому распределению потерь в кольцевой турбинной решетке [4,6]. Периферийная область также более устойчива и к входной закрутке потока. Наибольшие проблемы имеет втулочная область межлопаточного канала.

В решетке №1 из-за большей толщины профиля более значительный отрыв по втулке и соответственно более высокие значения потерь. Наличие входной закрутки потока всегда ухудшает параметры течения в диагональной решетке. Уменьшение этих потерь может быть достигнуто специальными методами уменьшения отрыва в переходном канале.

В случае осевой решетки, установленной за переходным каналом, втулка соплового аппарата работает в еще более худших условиях в связи с изменением направления потока, за счет чего значительно увеличивается область отрыва. Однако следует отметить, что минимальные потери в такой решетке имеют место при наличии небольшой входной закрутки потока.

Полученные в ходе эксперимента поля потерь кинетической энергии во всех типах решеток для разных углов закрутки потока на входе в переходный канал осреднялись по площади соплового аппарата для оценки суммарных потерь. Изменение полученных суммарных потерь по углу входной закрутки представлены на рис. 8. Где ζ_p – расчетные потери кинетической энергии, β_1 – угол потока на входе в решетку.

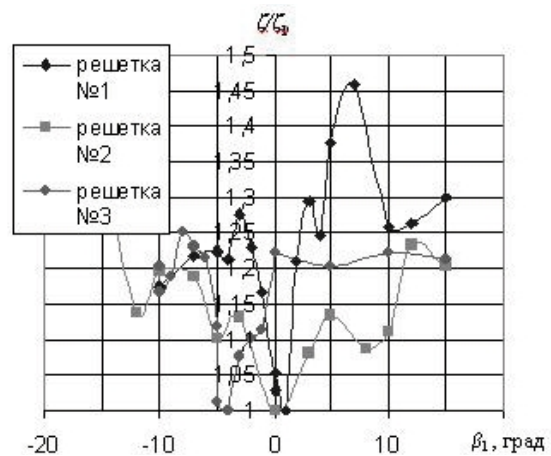


Рис. 8. Зависимость потерь кинетической энергии от угла входной закрутки в кольцевую решетку

Из рис. 8 видно, что характер чувствительности потерь в диагональных и осевой решетках к входной закрутке потока в данных условиях качественно одинаков. Осевая решетка №3 имеет минимум по потерям при небольшой закрутке потока, что соответствует известному факту о том, что минимальные потери в осевых решетках имеют место при небольших отрицательных углах атаки [2]. При наличии входной закрутки в диагональных решетках потери в системе значительны и для осевой решетки №3 с тонкими лопатками практически не зависят от величины входной закрутки, что свидетельствует об отрывном обтекании лопатки уже при незначительных углах атаки. Диагональная решетка с толстым профилем лопаток в этом смысле менее чувствительна к закрутке потока, что, по-видимому, связано с тем, что конфигурация межлопаточного канала у нее выше из-за более низкой степени реактивности. Потери в данной решетке при входной закрутке менее 10° ниже, чем в решетке №2. Наличие входной закрутки потока может приводить к росту потерь в системе межтурбинный переходный канал – сопловой аппарат на 50%. Если учесть тот факт, что закрутка за турбиной высокого давления практически постоянна по режимам работы двигателя, то специальным профилированием соплового аппарата можно добиться существенного выигрыша в КПД турбины.

Заключение

Представленные результаты продувок решеток показывают, что потери в первом сопловом аппарате ТНД существенно зависят от предистории потока и определяются следующими факторами:

1. Величиной и характером распределения по высоте проточной части параметров потока за ТВД.
2. Параметрами межтурбинного переходного канала.
3. Конструктивным исполнением соплового аппарата (в первую очередь, степенью реактивности ступени).

Основные проблемы для аэродинамического проектирования системы межтурбинный переходный канал – сопловой аппарат представляет отрыв на втулке в межтурбинном переходном канале. Неоптимальное проектирование соплового аппарата по углу атаки может увеличивать потери кинетической энергии на 50%. Рациональное аэродинамическое проектирование этой системы может не только снизить потери в этой системе, но и получить более благоприятные условия для работы последующих ступеней турбины низкого давления, что улучшит топливную экономичность двигателя.

Литература

1. Ремизов А.Е. Экспериментальное исследование влияния входной закрутки на потери энергии и изменение углов потока в межтурбинных переходных каналах различной диффузорности [Текст] / А.Е. Ремизов, О.О. Карелин // Материалы Междунар.науч.-техн. конф. – Рыбинск: РГАТА, 2009. – С.4-8.
2. Локай В.И. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов [Текст] / В.И. Локай, М.К. Максимова, В.А. Стрункин. – М.: Машиностроение, 1979. – 447 с.
3. Ремизов А.Е. Формирование облика проточной части базового ТРДД семейства на ранней стадии проектирования [Текст] / А.Е. Ремизов, В.А. Пономарев. – Рыбинск: РГАТА, 2008. – 172 с.
4. Богомолов Е.Н. Гидродинамика вторичных течений в турбомашине [Текст]. – Рыбинск: РГАТА, 1998. – 153 с.
5. Иноземцев А.А. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок [Текст] / А.А. Иноземцев, М.А. Нихамкин, В.Л. Сандрацкий. – М.: Машиностроение, 2008. – 250 с.
6. Prumper H. Methoden zur Verminderung der Sekundarverluste in axialen turbinenstufen [text] / Prumper H. // Zeitschrift für Flugwissenschaften, 1972. – Bd 20. – S.60 – 70.

Поступила в редакцию 29.06.2013

В.В. Вятков, А.Є. Ремізов, А.М. Тошаков. Дослідження соплових апаратів ТНТ в умовах сумісної роботи з міжтурбінним перехідним каналом за наявності вхідної закрутки потоку

В статті наведено результати експериментального дослідження трьох варіантів виконання решіток соплового апарата першого ступеня ТНТД: двох решіток із уклінним меридіональним перерізом проточної частини і однієї – з осьовим. Стаття містить опис модельних установок, основні характеристики досліджених лопаткових вінків і умови проведення експерименту. Наведено осереднені результати експериментального дослідження трьох варіантів виконання соплового апарата першого ступеня ТНТ. Показано залежність ефективності кільцевого і діагонального соплового апарата від закрутки на вході в перехідний канал.

Ключові слова: авіаційний двигун, турбіна, міжтурбінний перехідний канал, діагональний сопловий апарат.

V.V. Vyatkov, A.E. Remizov. A.M. Toshakov. Researching of LPT nozzle blocks working with inter-turbine channel in the presence of input swirling flow

The paper presents results of experimental research of three variants of the low-pressure turbine first stage nozzle block: two nozzle blocks with oblique meridian section and one nozzle block with axial meridian section. The article contains a description of experimental models, the main parameters of researched nozzle blocks and conditions of the experiment. In the paper also presented experimental features of three variants of the low-pressure turbine first stage nozzle block. The paper shows dependence of the efficiency of the axial and diagonal nozzle block of the twist at the entrance to the inter-turbine channel.

Keywords: aircraft engine, turbine, inter-turbine channel, diagonal nozzle block.