САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМ. АКАДЕМИКА С.П.КОРОЛЕВА

ОТКРЫТОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
САМАРСКИЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС
ИМ. АКАДЕМИКА Н.Д.КУЗНЕЦОВА

КЛИМНЮК Ю.И.

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИЙ КОМПРЕССОРОВ АВИАЦИОННЫХ ГТД С УЧЕТОМ ВОЗДЕЙСТВИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ НЕОДНОРОДНОСТЕЙ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА

САМАРА 2001

САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМ. АКАДЕМИКА С.П.КОРОЛЕВА

ОТКРЫТОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
САМАРСКИЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС
ИМ. АКАДЕМИКА Н.Д.КУЗНЕЦОВА

КЛИМНЮК Ю.И.

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИЙ КОМПРЕССОРОВ АВИАЦИОННЫХ ГТД С УЧЕТОМ ВОЗДЕЙСТВИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ НЕОДНОРОДНОСТЕЙ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА

Самара – 2001

УДК 621.45.00.11.02018.3

Рецензенты:

Док.техн.наук Е.А.ГРИЦЕНКО

Док.техн.наук В.Н.ОРЛОВ

Док.техн.наук Е.В.ШАХМАТОВ

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИЙ КОМПРЕССОРОВ АВИАЦИОННЫХ ГТД С УЧЕТОМ ВОЗДЕЙСТВИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ НЕОДНОРОДНОСТЕЙ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА. Монография. Издательство Самарского научного центра Российской Академии наук; 2001. - 249с., 113 ил.

Без объявления
ISBN 5-93424-044-7

УДК 621.45.00.11.02018.3

© Изд-во Самар. гос. Аэрокосм. ун-та, 20
© Ю.И Климнюк, 2001

ПРЕДИСЛОВИЕ

В потоке движущейся жидкости (газа, воздуха и т.д.) из-за действия сил вязкости возникают турбулентные образования различной конфигурации, размеров и интенсивностей, называемые турбулентностью. На образование турбулентности тратится кинетическая энергия потока и поэтому турбулентность изменяет и в основном уменьшает параметры и коэффициент полезного действия гидравлических машин.

В настоящее время затрачены очень большие усилия в попытках понять это очень сложное и неоднозначное явление и разработать эмпирические и математические модели для описания и расчета турбулентных течений.

В авиации с началом эксплуатации сверхзвуковых самолетов особенно остро встала проблема по разработке методов оценки величины воздействия турбулентности воздушного потока, возникающей в сверхзвуковом воздухозаборнике, на параметры компрессора и газотурбинного двигателя в целом.

В настоящей монографии приведены результаты исследований по оптимизации конструкций осевых компрессоров газотурбинных двигателей, предназначенных для эксплуатации в высокотурбулентном потоке, полученные в основном в процессе доводки на заданные параметры двигателей, разработанных Генеральным конструктором авиакосмической техники академиком Н.Д. Кузнецовым для тяжелых дальних самолетов, созданных фирмами академика А.Н. Туполева и академика С.В. Ильюшина.

Изложенные в монографии результаты могут быть полезны для инженеров механиков, аспирантов, студентов, специализирующихся в области проектирования тепловых двигателей, а также при тестировании квазитрехмерных и трехмерных моделей расчета течения в осевых компрессорах, работающих в высокотурбулентном потоке.

Монография посвящена 90 годовщине со дня рождения академика Н.Д. Кузнецова.

Автор выражает глубокую признательность Генеральному директору, Генеральному конструктору ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова доктору технических наук Е.А. Гриценко за поддержку при написании и издании настоящей монографии, а также коллегам за помощь в работе.

СОДЕРЖАНИЕ

		Стр.
	ПРЕДИСЛОВИЕ	3
	ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ, ИНДЕКСЫ И СОКРАЩЕНИЯ.....	9
	ВВЕДЕНИЕ.....	13
Глава 1.	ПРОБЛЕМЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ДОВОДКИ ГТД НА ЗАДАННЫЕ ПАРАМЕТРЫ И ЗАПАСЫ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ПРИ ПОВЫШЕННЫХ НЕОДНОРОДНОСТЯХ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА НА ВХОДЕ.....	17
	1.1. Источники неоднородностей воздушного потока в ГТД.....	17
	1.2. Критерии неоднородности воздушного потока.....	19
	1.3. Проблемы влияния неоднородностей воздушного потока на параметры ГТД.....	20
	1.4. Критерии оценки запасов ГДУ.....	22
	1.5. Задачи настоящего исследования.....	25
	Выводы к главе 1.....	27
Глава 2.	ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ДЕТАЛЬНОЙ ОЦЕНКЕ ЭФФЕКТОВ ВОЗДЕЙСТВИЯ ВЯЗКОСТИ НАБЕГАЮЩЕГО ПОТОКА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕШЕТОК ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ.....	29
	2.1. Физическая картина течения в компрессорной решетке при дозвуковом и сверхзвуковом набегающем потоке и структура алгоритма расчета потерь...	29

2.2. Потери полного давления в головной волне, возникающей перед носиком профиля..... 46
2.3. Расчет скорости в сверхзвуковой зоне, возникающей на профиле компрессорной решетки..... 57
2.4. Потери в области взаимодействия прямого скачка уплотнения с турбулентным пограничным слоем на спинке профиля компрессорной решетки..... 62
2.5. Оценка взаимодействия головных волн с трактовым пограничным слоем в сверхзвуковой компрессорной решетке..... 70
2.6. Потери полного давления в полусвободном следе, возникающем при взаимодействии скачка уплотнения с пограничным слоем на спинке профиля..... 80
2.7. Расчет турбулентного пограничного слоя и полусвободного следа на профиле компрессорной лопатки..... 92
2.8. Анализ воздействия вязкости на потери и поворот потока в компрессорных решетках на сверхзвуковых режимах обтекания..... 106
2.9. Эмпирическая зависимость углов отставания потока в компрессорных решетках..... 117
2.10. Оценка критических скоростей компрессорных решеток..... 129
2.11. Применение разработанного алгоритма в квазитрехмерном программном комплексе СНТК по расчету течения в осевых компрессорах..... 137
Выводы к главе 2..... 145

Глава 3. ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ОЦЕНКЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ ТУРБУЛЕНТНОСТИ НАБЕГАЮЩЕГО ПОТОКА НА ТЕЧЕНИЕ В КОМПРЕССОРНЫХ РЕШЕТКАХ..... 146
3.1. Оценка воздействия турбулентных вихрей на параметры осевых компрессоров..... 146
3.2. Выходной направляющий аппарат осевого компрессора с внезапным расширением тракта на входе..... 153
3.3. Изменение изотропной турбулентности набегающего потока в скачке уплотнения..... 157
3.4. Оценка воздействия изотропной турбулентности набегающего потока на характеристики сверхзвуковых компрессорных решеток..... 159
Выводы к главе 3..... 165
Глава 4. ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ОЦЕНКЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ ВХОДНЫХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ НЕОДНОРОДНОСТЕЙ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ ГТД..... 166
4.1. Экспериментальные исследования, выполненные при доводке на заявленные параметры компрессоров двигателей семейства НК..... 166
4.2. Устройства для моделирования эксплуатационных неоднородностей воздушного потока, используемые при проведении исследований компрессоров двигателей семейства НК..... 171
4.3. Экспериментальная база для доводки компрессоров СНТК..... 174

4.4. Исследование комбинированной гребенки для измерения в одной струйке тока заторможенных давления и температуры..... 177
4.5. Комбинированный приемник для измерения параметров нестационарного потока..... 182
Выводы к главе 4..... 186
Глава 5. ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ КОМПРЕССОРА ГТД С ЦЕЛЬЮ УМЕНЬШЕНИЯ ВОЗДЕЙСТВИЯ НЕОДНОРОДНОСТЕЙ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА НА ПАРАМЕТРЫ ДВИГАТЕЛЯ..... 187
5.1. Разработка надроторного устройства, повышающего запасы газодинамической устойчивости компрессоров ГТД..... 187
5.2. Исследование влияния присоединенных к газовоздушному тракту полостей на газодинамическую устойчивость компрессоров..... 191
5.3. Оптимизация системы приемников командного давления с целью уменьшения воздействия окружной неравномерности поля полного давления на параметры ГТД..... 208
5.4. Устройства, исключающие резкое уменьшение запасов газодинамической устойчивости ГТД в экстремальных метеорологических условиях эксплуатации..... 210
5.5. Применение амплитудно-частотного анализа пульсаций полного давления в газовоздушном тракте при проведении работ по повышению газодинамической устойчивости ГТД..... 214

5.6. Исследование по оценке возможности использования спектральных характеристик динамических нагрузок в узлах крепления ГТД при работах по повышению запасов газодинамической устойчивости..... 220
5.7. Разработка методологии поэтапной оптимизации профилирования лопаток осевых компрессоров с целью повышения КПД и уменьшения воздействия неоднородностей воздушного потока на запасы газодинамической устойчивости..... 226
Выводы к главе 5..... 232
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ..... 233

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

C_{a1} -осевая составляющая скорости потока на входе в решетку;

C_{a2} -осевая составляющая скорости потока на выходе из решетки;

W_1 -скорость потока на входе в решетку;

$W_г$ -скорость потока в горле решетки;

W_2 -скорость потока на выходе из решетки;

$W_м$ -максимальная скорость потока на спинке профиля;

n -частота вращения компрессора;

$U_к$ -окружная скорость вращения на периферии рабочего колеса;

λ_1 -приведенная скорость потока на входе в решетку;

$\lambda_г$ -приведенная скорость потока в горле решетки;

λ_2 -приведенная скорость потока на выходе из решетки;

$\lambda_м$ -максимальная приведенная скорость потока на спинке профиля;

$\lambda_{кр}$ -приведенная дозвуковая скорость на входе в решетку, при которой местная скорость на профиле становится больше звуковой;

$\pi_к$ -степень повышения давления в компрессоре;

$\sigma_{1\text{-}г}$ -коэффициент восстановления полного давления на входном участке решетки;

$\sigma_{г\text{-}2}$ и σ_Σ -коэффициенты восстановления полного давления в межлопаточном диффузоре и в целом во всей решетке;

G_B -массовый расход воздуха;

P^* -заторможенное (полное) давление;

T^* -заторможенная (полная) температура;

ξ -коэффициент профильных потерь;

$\eta_к$ -коэффициент полезного действия компрессора;

α_1 -угол между направлением потока на входе в решетку и осью решетки;

α_2 -угол между направлением потока на выходе из решетки и осью решетки;

E	степень турбулентности потока;
$\alpha_{1к}, \alpha_{2к}$	-конструктивные углы на входе и выходе из решетки;
γ	-угол установки профиля в решетке относительно оси решетки;
θ	-угол изгиба профиля;
X_f	-месторасположение максимального прогиба профиля;
X_c	-месторасположение максимальной толщины профиля;
C_m	-относительная толщина профиля;
C_y	-коэффициент подъемной силы профиля;
$\delta_{пс}$	-толщина пограничного слоя;
$\delta^{**}_г, \delta^{**}_2$	-толщина потери импульса пограничного слоя на спинке профиля в горле и на выходе из решетки;
$A_г$	-размер горла решетки;
b	-хорда профиля;
t	-шаг решетки;
h	-высота пера лопатки;
$\bar{R}$	-отношение текущего радиуса к радиусу периферийного сечения венца компрессора.

ИНДЕКСЫ

1	-сечение на входе в решетку профилей;
безгр	-безградиентное течение;
г	-сечение в горле решетки профилей;
гр	-граница помпажа;
диф	-диффузор;
2	-сечение на выходе из решетки профилей;
з.т.	-звуковая точка;
к	-компрессор;
м	-максимальная величина;
мин	-минимальная величина;

рл -рабочая линия;

Σ -интегральная (суммарная) величина;

экс -эксперимент;

эф -эффективный.

СОКРАЩЕНИЯ

АС -авторское свидетельство СССР;

ГДУ -газодинамическая устойчивость;

ГПА -газоперекачивающий агрегат;

ГТД -газотурбинный двигатель;

ГТЭ -газотурбинная электростанция;

ДМИ -датчик малогабаритный индуктивный;

КМПО -Открытое Акционерное Общество Казанское моторостроительное производственное объединение;

КПД -коэффициент полезного действия;

КПП -Акционерное общество Казанское производственное предприятие "Авиамотор";

ЛИИ -Летно-исследовательский институт;

МАП -Министерство авиационной промышленности СССР;

Моторостроитель -Открытое Акционерное Общество "Моторостроитель" г. Самара;

НА -направляющий аппарат;

РИИГА -Рижский институт инженеров гражданской авиации;

Сатурн -Открытое Акционерное Общество "А. Люлька" - "Сатурн";

СКБМ -Акционерное Общество Самарское конструкторское бюро машиностроения;

СГАУ -Самарский Государственный аэрокосмический университет;

СНТК -Открытое Акционерное Общество Самарский научно-

	технический комплекс им. академика Н.Д.Кузнецова;
ЦАГИ	-Центральный аэрогидродинамический институт;
ЦИАМ	-Центральный институт авиационного моторостроения;
ЭВМ	-электронно-вычислительная машина.
ДМ	-двигатель «НК-64» ОАО СНТК
Е	-двигатель «НК-25» ОАО СНТК
М	-двигатель «НК-86» ОАО СНТК
Р	-двигатель «НК-32» ОАО СНТК
ТВУ	-двигатель «НК-8» ОАО СНТК

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время началось интенсивное совершенствование как авиационных ГТД, занимающих в авиации доминирующее положение, так и ГТД наземного и морского транспорта, газоперекачивающих агрегатов и газотурбинных приводов электростанций, вызванное возросшей конкуренцией, связанной с появлением на мировом рынке большего количества фирм (в основном конверсионных) готовых проектировать и изготавливать ГТД различного назначения.

В прошлом веке не предъявлялось чрезмерно жестких требований к металлоемкости, габаритам и стоимости ГТД, вследствие чего конструкторы стремились проектировать компрессоры и воздухозаборные устройства (воздухозаборники), подводящие атмосферный воздух к компрессору ГТД, с минимально возможной диффузорностью, что обеспечивало низкие уровни турбулентности и нестационарности потока. Поэтому применялись в основном дозвуковые ступени с умеренными степенями повышения давления и невысоким уровнем скоростей из-за чего компрессоры получались с большим количеством ступеней, большой номенклатурой деталей и большими габаритами. Такой подход существенно упрощал проектирование и доводку ГТД на заданные величины КПД. В этом случае, использование созданных в середине прошлого века двухмерных и квазитрехмерных расчетных методов проектирования дозвуковых компрессоров, разработанных на базе испытаний в низко турбулентном потоке решеток профилей, отдельных ступеней и в целом компрессоров, обеспечивало достаточно быструю доводку компрессоров и всего ГТД на заданные величины параметров.

В середине прошлого века в ЦАГИ и ЦИАМ были начаты (Симоновым Л.А., Ушаковым К.А., Васильевым Ю.Н., Домашенко А.М., Дороговым Б.С., Жулевым Ю.Г., Тагановым С.И. и др.) исследования сверхзвуковых ступеней. На базе этих исследований были созданы высокоэффективные сверх-

звуковые вентиляторные ступени для большинства отечественных авиационных двухконтурных двигателей.

Одновременно на СНТК была предпринята попытка создания многоступенчатого сверхзвукового компрессора более прогрессивного по габаритам, номенклатуре деталей и стоимости по сравнению с дозвуковым вариантом. Под руководством Васильева Ю.Н., Комарова А.П. в 1951г. [49] был разработан для двигателя НК-12 запасной вариант сверхзвукового 6 - ступенчатого компрессора. Однако при его испытании были получены очень существенные недоборы по КПД, степени повышения давления и расходу воздуха, как оказалось вследствие большой несогласованности ступеней, которая возникла из-за отсутствия в момент проектирования этого сверхзвукового компрессора расчетной модели, детальным образом, учитывающей эффекты, связанные со скачками уплотнения, их взаимодействием с пограничными слоями и возникающими при этом большими величинами неравномерности полей давления, турбулентности и нестационарности потока. В результате чего в запасном сверхзвуковом варианте компрессора не удалось обеспечить требуемых величин параметров и КПД, в то время как дозвуковой вариант полностью обеспечил требуемые параметры.

В этот же период были развернуты обширные исследования по разработке теоретических основ расчета течения как в дозвуковых, так и в сверхзвуковых компрессорах. Необходимо отметить большой вклад в постановку и проведение исследований, обобщение результатов исследований сделанный отечественными исследователями: Блохом Э.Л., Бунимовичем А.И., Гиневским А.С., Довжиком С.А., Ольштейном Л.Е., Холщевниковым К.В., Уваровым В.В., Микиртичаном В.М., Митрохиным В.Т., Умповым Е.И., Кукиновым А.Г., Колесинским Л.Д., Комаровым А.П., Сальниковым В.С., Савиным Н.Г., Степановым Г.Ю., Степановым Е.И., Еминым О.Н., Селезневым К.П., Бекневым В.С., Федоровым Р.М., Егоровым И.Н.. Фирма "Сатурн" под руководством и при непосредственном участии ЦИАМ разработала наиболее совершенный сверхзвуковой компрессор низкого давления для изделия "20". Однако в связи с отсутствием соответствующих методических разработок, с необходимой точностью

учитывающих турбулентность, неравномерность и нестационарность набегающего потока, достижения заданных параметров компрессора было обеспечено лишь за счет очень длительной и дорогой экспериментальной доводки.

Из сообщения руководителя перспективного отдела фирмы Дженерал Электрик Амбраса Хауза, сделанного в июне 1998г. на Объединенной Международной Конференции в СГАУ, посвященной памяти Генерального конструктора аэрокосмической техники академика Н.Д. Кузнецова, а также ряда последних зарубежных публикаций [78] следует, что в связи с обострившейся конкуренцией, главные мировые производители ГТД - фирмы Дженерал Электрик и Пратт Уитни поставили задачу снизить стоимость вновь разрабатываемых компрессоров на ~40%. Это планируется достигнуть путем уменьшения количества ступеней и номенклатуры деталей за счет использования высоконагруженных сверхзвуковых ступеней. Так как в таких ступенях резко возрастают уровни турбулентности, неравномерности и нестационарности потока, ведущие мировые разработчики ГТД развернули работы по совершенствованию методов расчета детальным образом учитывающих повышенные уровни турбулентности и нестационарности потока.

В настоящее время в ЦИАМе ведутся интенсивные работы как по совершенствованию существующих квазитрехмерных методов (Гельмедов Ф.Ш., Милешин В.И., Талызина В.С., Семерняк Л.И. и др.), а также под руководством Милешина В.И. [123] разрабатываются трехмерные методы и программные комплексы для расчета течения в компрессоре.

Введенный в строй под руководством Сарена В.А., Савина А.М. и непосредственном участии начальника ЦИАМ Скибина В.А. специальный экспериментальный стенд [145], обеспечивает изучение воздействия на течение в канале компрессорной решетки нестационарных следов от лопаток впередистоящего направляющего аппарата.

В ЦИАМе также развернуты работы по проектированию и исследованию высоконагруженных сверхзвуковых ступеней, предназначенных для малосту-

пенчатых компрессоров высокого давления перспективных турбовентиляторных двигателей.

Совершенствование имеющихся квазитрехмерных программных комплексов под руководством Генерального директора, Генерального конструктора Гриценко Е.А. продолжается и на СНТК им. академика Н.Д. Кузнецова. В условиях обострившейся конкуренции на мировом рынке это совершенствование является жизненно- необходимым.

В настоящей диссертации изложены основные исследования, которые были выполнены по инициативе и при личном участии Генерального конструктора аэрокосмической техники академика Н.Д. Кузнецова. Исследования в основном направлены на разработку в квазитрехмерной постановке механизма учета воздействия на течение в венцах компрессора турбулентности и неравномерности полей давления набегающего потока. Подробно описаны методы и устройства, обеспечивающие увеличение запасов газодинамической устойчивости компрессоров и в целом ГТД при их эксплуатации в существенно неравномерном и турбулентном потоке. Большинство разработок являются НОУ-ХАУ СНТК и защищены авторскими свидетельствами и патентами.

ГЛАВА 1. ПРОБЛЕМЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ДОВОДКИ ГТД НА ЗАДАННЫЕ ПАРАМЕТРЫ И ЗАПАСЫ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ПРИ ПОВЫШЕННЫХ НЕОДНОРОДНОСТЯХ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА НА ВХОДЕ

1.1. Источники неоднородностей воздушного потока в ГТД

Входные устройства предназначены для подвода атмосферного воздуха к компрессору ГТД с минимально возможными потерями и неравномерностями полей давления, температур, с минимально возможной турбулентностью потока.

Уровни неравномерности полей давлений, температур, скоростей и пульсационные характеристики (амплитуда и частота пульсаций) потока на выходе из воздухозаборников в настоящее время специально нормируются и не должны превышать определенных величин с целью обеспечения устойчивой работы ГТД и исключения недопустимого ухудшения мощностных и экономических характеристик ГТД.

Во входных устройствах испытательных стендов и газоперекачивающих станций неоднородности возникают в результате отрыва потока на встроенных системах, в результате чего имеют место достаточно высокие (до 5%) уровни турбулентности потока на входе в ГТД. В воздухозаборниках дозвуковых самолетов и экранопланов неоднородности возникают в результате отрывов потока при боковом ветре, вертикальных порывах, из-за попадания повышенной атмосферной турбулентности и т.д. В сверхзвуковых воздухозаборниках источниками неоднородностей являются отрывы пограничного слоя в области взаимодействия скачков уплотнения с пограничными слоями, зоны пересечения скачков уплотнения, внешние турбулентные струи и т.д. Сравнение величин неоднородностей в современных самолетных воздухозаборниках с неоднородностями потока в воздухозаборниках перспективных летательных аппаратов, разрабатываемых ЦАГИ, с целью снижения радиолокационной заметности, показы-

вает на наличие тенденции к существенному увеличению уровня неоднородностей потока на входе в ГТД следующего поколения (см. рис. 1.1 и 1.2).

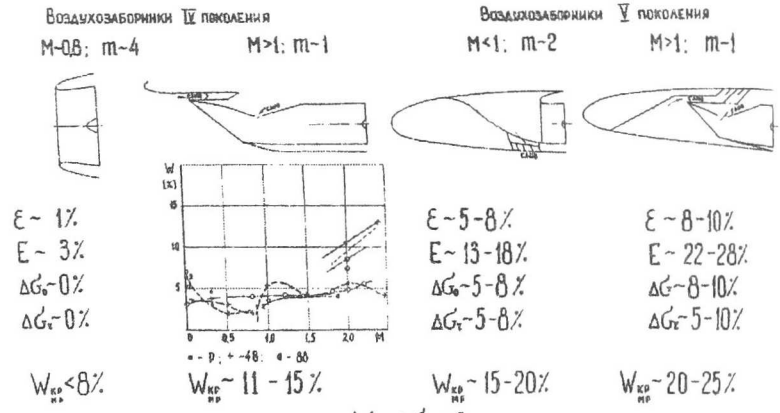


Рис. 1.1. Неоднородности потока на выходе из воздухозаборников

Турбулентность в атмосфере

Условия	H=0 штиль	H=0 ветер 15 м/с	H=8-12 км штиль	H=8-12 км струйные течения
ε %				–
E %	~0.03	~2	~0.03	~10

Турбулентность на стендах при $\bar{n}$=1.0

Стенд	№2 МС-25 КСДР	№2 МС-25 КВД	№5 МС-14 ТВУ	№5 МС-14 М.Е.Р	№7 МС-14 Р	№5 МС-14 ΔМ	ТБК ΔМ	ТБК Ц-14 ΔЗ0 Ф6	Откачка стенд
ε %	0.7	~0.2	1/0.5	1/0.5	1/0.5	~1.5	~1.5	1/0.5	~0.1
E %	1.7	~0.6	2.8/1.4	2.8/1.4	2.8/1.4	~4.2	~4.2	2.8/1.4	~0.3

Турбулентность за компрессором

$\bar{n}$	0.7	1
ε %	~0.3	~0.5
E %	3	2

Неоднородности на дозвуковом режиме $\bar{n}$=1

Изд.	ТВУ			M			E			p			ΔM	
Условия	Стенд	Ожид.	Экспл.	Стенд	Ожид.	Экспл.	Стенд	Ожид.	Экспл.	Стенд	Ожид.	Экспл.	Стенд	Ожид.
ε %	1/0.5		0.4~1	1/0.5	1	0	1/0.5	2	2/0.7	1/0.5	3.7	1~0.8	~1.5	~0.1
E %	2.8/1.4	–	1.1~2.8	2.8/1.4		0	2.8/1.4		5.6/1.9	2.8/1.4		2.8~2.3	~4.2	~0.3
$\Delta\bar{G}_0$ %	0		0	0	0	0	~0	2.5	2.4	~0	1.0	0.9	~0	<0.1
$\Delta\bar{G}_т$ %	0		0	0	0	0	~0			~0	2.2		~0	~0

Неоднородности на $\bar{n}$=0.7

Изд.	E			p		
Усл.	Стенд	Ожид.	Экспл.	Стенд	Ожид.	Экспл.
ε %	0.3	1.8	2.5	0.3	3.2	
E %	3.2	14.5	1.7	3.2	2.2	
$\Delta\bar{G}_0$ %	~0	0.7	2.6	~0	1.6	
$\Delta\bar{G}_т$ %	~0			~0	2.0	

$$\bar{n} = \frac{n_i}{n_{макс.}}; \qquad E = \frac{\varepsilon}{1.4 \cdot M^2} \cdot 100\%; \qquad \alpha_{вн.} = \frac{\Delta K_{уиер}}{\Delta\bar{G}_0 + \bar{\varepsilon}}$$

Рис. 1.2. Неоднородности потока на входе в компрессоры

1.2. Критерии неоднородности потока

Для оценки влияния неоднородностей потока на параметры компрессоров ГТД применялись различного вида критерии неоднородности. Однако наиболее универсальными являются критерии, рекомендуемые [6]:

$\Delta\overline{\sigma_u}$ - критерий окружной неравномерности поля полного давления;

$\Delta\overline{\sigma_r}$ - критерий радиальной неравномерности поля полного давления;

ε- среднеквадратичная амплитуда пульсаций полного давления.

Кроме того, широкое распространение в аэродинамике имеет критерий, характеризующий пульсации скорости потока, т.е. турбулентность потока Е. Среднеквадратичная амплитуда пульсаций полного давления ε прямо пропорциональна степени турбулентности потока Е. Во входных устройствах ГТД окружная и радиальная неоднородности, в чистом виде встречаются редко, чаще реализуются смешанные радиально-окружные неоднородности. Переменная по времени, составляющая этих неоднородностей во входных устройствах ГТД хотя и является случайной, но обычно на установившихся режимах работы ГТД имеет статистические свойства, практически не зависящие от времени. Наиболее достоверной характеристикой таких случайных процессов является среднеквадратичная амплитуда. В настоящее время стационарные составляющие неоднородности потока измеряются трубками полного напора и инерционными датчиками, а переменные составляющие малоинерционными приемниками и датчиками (типа ДМИ-06). При регистрации на магнитных носителях удается получить наиболее подробную информацию о пульсационных процессах, включая корреляционные функции, спектральные плотности мощности процесса, а также определить закон распределения амплитуд и оценить длинновые масштабы турбулентных вихрей.

1.3. Проблемы влияния неоднородностей воздушного потока на параметры ГТД

Высокие величины эксплуатационных неоднородностей воздушного потока, возникающие во входных устройствах силовых установок самолетов, породили проблему совместимости компрессоров ГТД с самолетными воздухозаборниками. Впервые проблема влияния неоднородностей входного потока на параметры ГТД проявилась в конце пятидесятых годов, когда было обнаружено существенное уменьшение запасов ГДУ, ресурса, тяги и ухудшение экономичности ГТД при установке их в силовые установки самолетов (см. рис. 1.4 и 1.5).

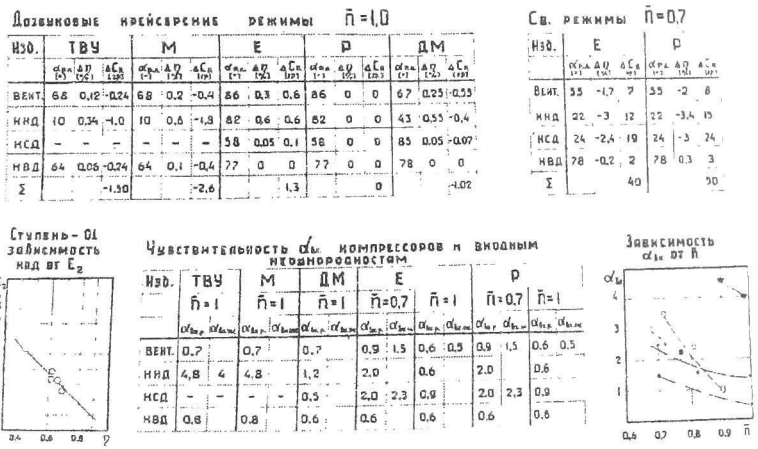


Рис. 1.4. Изменение КПД и запасов ГДУ компрессоров из-за неоднородности

В связи с этим в ЦАГИ, ЦИАМ и ЛИИ, а также предприятиях МАП были начаты работы по оценке влияния самолетных воздухозаборников на ГДУ газотурбинных двигателей. Аналогичные работы были развернуты и за рубежом [40].

Однако эти методы не учитывают изменения КПД компрессоров ГТД, возникающего вследствие воздействия входных неоднородностей на течение в венцах компрессоров.

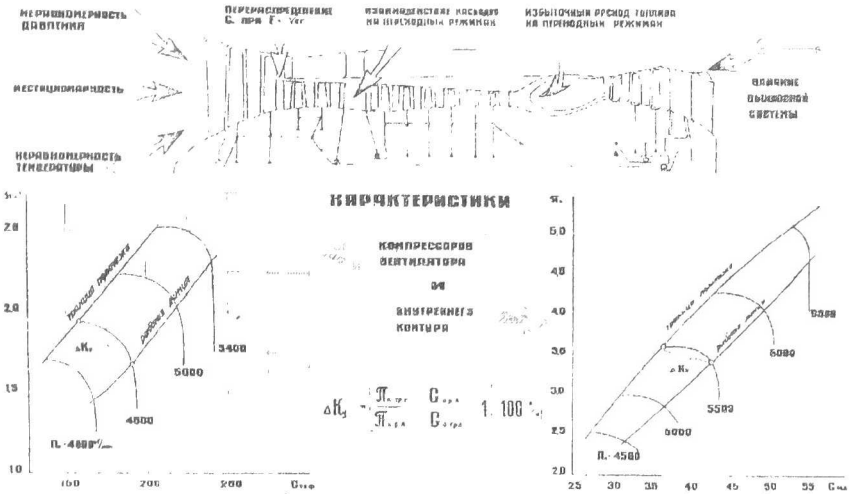
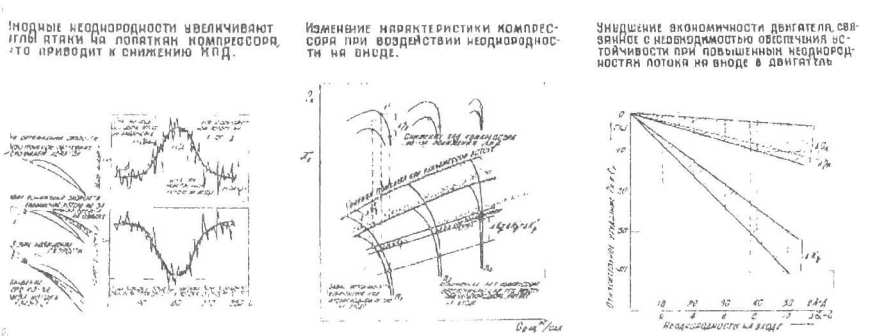


Рис. 1.5. Факторы, влияющие на газодинамическую надежность ГТД

На рис. 1.3 показано, что при больших неоднородностях потока уменьшение КПД достигает 5% и неучет такого изменения КПД существенно снижает



Увеличение углов атаки на лопатках компрессора приводит к возрастанию потерь и как следствие к уменьшению $\eta_к$, КПД компрессора и запасов устойчивости ΔK_y. В результате ухудшения параметров компрессора удельный расход топлива C_R увеличивается. Для поддержания необходимых запасов устойчивости двигателя возникает необходимость понижения рабочей линии, что дополнительно увеличивает удельный расход топлива.

Рис. 1.3. Влияние входных неоднородностей воздушного потока на экономичность ТРДД

надежность расчетов и особенно оценок величины коэффициента чувствительности компрессоров $\alpha_{вх}$ к входным неоднородностям. Представленные на рис.1.3 зависимости $\alpha_{вх}$ от $\bar{n}$ имеют большой разброс, что не обеспечивает требуемой надежности расчета потребных запасов ГДУ двигателей, работающих с повышенными входными неоднородностями. В настоящее время также не решена задача расчета изменения основных параметров ГТД (тяги и экономичности) под воздействием входных неоднородностей. На примере доводки силовых установок самых современных, американских самолетов F-16 и B-1 видно, что и за рубежом эта задача пока полностью не решена.

1.4. Критерии оценки запасов ГДУ

Одним из главных критериев характеризующих надежность работы газотурбинного двигателя является критерий, показывающий насколько далеко от линии совместной работы компрессора и турбины удалена граница помпажа, т.е. граница на которой и далее при уменьшении расхода воздуха в газовоздушном тракте компрессора возникают срывные и автоколебательные процессы такой интенсивности, что погасает камера сгорания, и могут разрушиться лопатки, радиально-упорные подшипники и другие детали двигателя. Обычно (см. рис. 1.5) величина этого удаления, называемая запасом газодинамической устойчивости ΔK_y, оценивается по формуле

$$\Delta K_y = \left(\frac{\pi_{k.y}}{\pi_{k\,раб}} \times \frac{G_{раб}}{G_y} - 1\right) \times 100\%, \qquad (1)$$

где степень повышения давления $\pi_к$ и расход воздуха $G_в$ соответственно на рабочей линии и границе помпажа определяются по напорной ветке при постоянной частоте вращения. Из этого следует, что для того чтобы выполнить оценку запасов устойчивости необходимо иметь (см. рис. 1.5) напорные ветки компрессора с рабочей линией и границей помпажа в координатах $\pi_к=f(G_в, n)$. Для изготовленного компрессора такие напорные ветки определяются при испытаниях. А при проектировании необходимо рассчитывать напорные ветки и, причем во всем эксплуатационном диапазоне (см. рис. 1.6) режимов работы компрессора (газотурбинного двигателя).

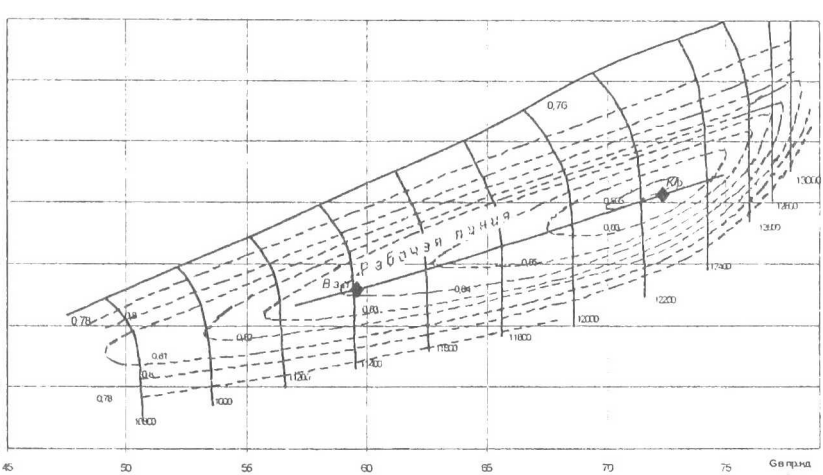


Рис. 1.6. Экспериментальная характеристика компрессора низкого давления НК-93

Программные комплексы, используемые в настоящее время при проектировании компрессоров, как правило, оптимизированы для расчета течения в зоне максимального КПД напорной характеристики компрессора (см. рис. 1.7). В этой зоне расчетные параметры вновь спроектированного компрессора хорошо подтверждаются при испытании изготовленного компрессора. Однако, как показала практика (см. рис. 1.7), в области больших углов атаки, т.е. при прибли-

жении к границе помпажа расчетные величины $\pi_к$ и $G_в$ получаются большими, чем экспериментальные.

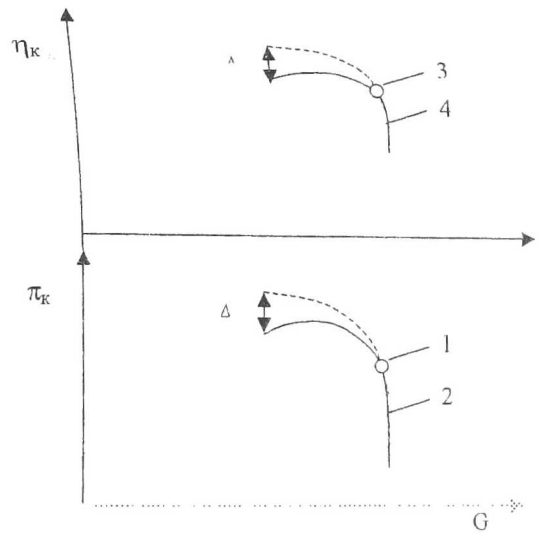


Рис. 1. 7. Сопоставление расчетных напорных веток компрессора с экспериментом

o	1 – расчетная точка по $\pi_к$;	.....	эксперимент;
	2 – напорная ветка $\pi_к$;		расчет;
o	3 – расчетная точка по КПД	Δ	несовпадение от 2 до 10%
	4 – напорная ветка КПД		

Для улучшения сходимости расчета с экспериментом в настоящее время широко используется метод идентификационных коэффициентов [159], который при наличии экспериментальных данных по близкому прототипу позволяет учитывать некоторые особенности течения в эксплуатационных условиях. Здесь имеются в виду определенные различия по турбулентности и неравномерности поля полного давления набегающего потока, при которой оптимизировался программный комплекс и реализующиеся при испытании вновь спроектированного компрессора.

Так как в настоящее время идентификационные коэффициенты подбираются не в связи с физикой течения, то комплект таких коэффициентов, подобранный для зоны максимального КПД, как правило, не обеспечивает согласования расчета с экспериментом вблизи границы помпажа и наоборот.

Следует отметить, что в существующих программных комплексах для расчета потерь, как правило, используются обобщенные интегральные зависимости без детального расчета и раскладки по отдельным составляющим и без непосредственного расчета потерь в пограничных слоях, скачках уплотнения, областях взаимодействия скачков уплотнения с пограничными слоями и т.д.

1.5. Задачи настоящего исследования

В настоящем исследовании была предпринята попытка:

по разработке в квазитрехмерной постановке методологии и алгоритма расчета напорных веток компрессоров которые, базируясь на поэлементном расчете потерь по отдельным составляющим (расчет потерь в пограничных слоях, скачках уплотнения, в том числе и головной волне, областях взаимодействия скачков с пограничными слоями, полусвободных следах за этими областями взаимодействия) позволили бы обеспечить более точное согласование расчета с экспериментом по сравнению с существующими методами во всем диапазоне углов атаки напорной ветки от режима запирания до границы помпажа;

по разработке алгоритмов оценки величины воздействия входных неоднородностей на параметры и запасы ГДУ компрессоров на базе обобщения экспериментальных данных, полученных при проведении специальных испытаний двигателей семейства "НК", на созданных для этого экспериментальных установках и стендах для испытания изолированных компрессоров и полноразмерных двигателей;

- по разработке устройств, уменьшающих воздействие эксплуатационных неоднородностей воздушного потока на характеристики ГТД.

Выводы к главе 1

1. Обострившаяся конкуренция на мировом рынке силовых установок потребовала существенного снижения стоимости ГТД и соответственно использования компрессоров с уменьшенным количеством высоконагруженных ступеней, способных эффективно работать в высокотурбулентном воздушном потоке.
2. Для оценки запасов ГДУ и, особенно в условиях высокотурбулентного потока, необходимы напорные ветки характеристики компрессора от режима запирания до границы помпажа во всем диапазоне режимов от малого газа до максимального.
3. Используемые в настоящее время при проектировании компрессоров квазитрехмерные программные комплексы, основанные на обобщенных эмпирических зависимостях, как правило, оптимизированы для расчета течения в зоне максимального КПД напорной характеристики компрессора и поэтому не предназначены для расчета участков напорных веток вблизи границы помпажа.
4. Метод идентификационных коэффициентов, определяемых с использованием экспериментальных данных близкого прототипа, в основном ориентирован на зону максимального КПД и также не обеспечивает удовлетворительного согласования расчета с экспериментом вблизи границы помпажа.
5. В связи с отсутствием программ, обеспечивающих удовлетворительное согласование с экспериментом, в настоящем исследовании была поставлена задача по разработке квазитрехмерного алгоритма расчета напорных веток с детальным поэлементным учетом физических процессов в тракте компрессора и с учетом воздействия входных эксплуатационных неоднородностей воздушного потока.
6. Исходя из необходимости обеспечения требуемых параметров и запасов ГДУ, в настоящей монографии предпринята попытка по разработке алгоритмов оценки величин воздействия и разработке устройств уменьшающих воз-

действия эксплуатационных неоднородностей воздушного потока на характеристики ГТД.

ГЛАВА 2. ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ОЦЕНКЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ ВЯЗКОСТИ НАБЕГАЮЩЕГО ПОТОКА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕШЕТОК ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

2.1. Физическая картина течения в компрессорной решетке при дозвуковом и сверхзвуковом набегающем потоке и структура алгоритма расчета потерь

В настоящее время для оптимальных углов атаки подробно разработаны методы расчета течения в плоских дозвуковых и в сверхзвуковых компрессорных решетках. При этом расчет потерь в этих методах ведется по эмпирическим обобщенным зависимостям, полученным при оптимальных углах атаки, и поэтому с увеличением угла атаки имеет место нарастающее несовпадение расчета с экспериментом.

В настоящем исследовании рассмотрен алгоритм расчета во всем диапазоне углов атаки вплоть до границы помпажа, детально поэлементно учитывающий влияние вязкости на течение в межлопаточном канале решеток, торможение потока в которых при сверхзвуковом обтекании осуществляется по схеме с отсоединенной головной волной. Анализ течения в дозвуковых и сверхзвуковых решетках проводится с единых позиций, а дозвуковые решетки рассматриваются, как частный случай сверхзвуковой решетки с дозвуковой скоростью на входе и с существенно менее интенсивным протеканием всех процессов в пограничных слоях, ввиду меньших градиентов статического давления.

2.1.1. Физическая картина течения

Картина течения в плоской компрессорной решетке представляется следующей. Компрессорная решетка разделяется на два участка: входной и выходной (см. рис. 2.1.1). Входной участок - от сечения 1÷1 до горла решетки, на котором течение либо ускоренное, либо близкое к безградиентному $\lambda_1/\lambda_{кр}$~1. Вы-

ходной участок (межлопаточный диффузор) от горла до выходного сечения 2÷2, на которой происходит изменение скорости от максимального уровня в области горла до минимального на выходе из решетки. На этом участке обычно имеется положительный градиент статического давления или, другими словами, торможение скорости $\lambda_г/\lambda_м>1$.

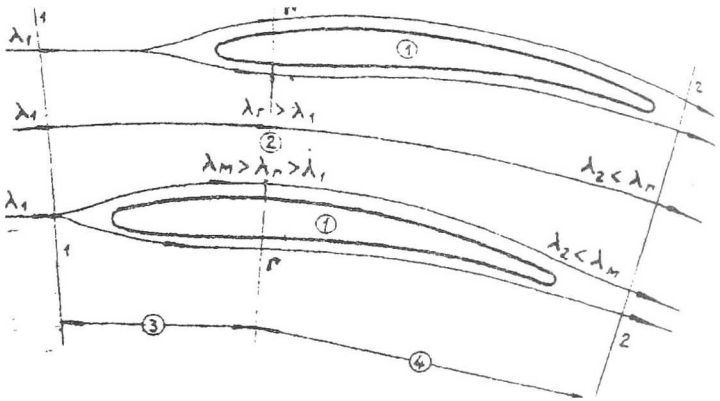


Рис.2.1.1. Схема течения в компрессорной решетке:
1 - профиль, 2 - гордо решетки, 3 - входной участок, 4 - межлопаточный диффузор

При докризисном обтекании (см. рис. 2.1.2 и 2.1.5а) на входном участке течение близко к безградиентному. В межлопаточном диффузоре на режимах (углах атаки) близких к запиранию, в связи с тем, что торможение скорости получается небольшим $\lambda_г/\lambda 2\approx 1$, формируются тонкие пограничные слои, вследствие чего их влияние на течение невелико (см. рис. 2.1.2а). На этих режимах потери полного давления в плоской компрессорной решетке в основном возникают в межлопаточном диффузоре и состоят из профильных потерь (потерь в пограничном слое) [101]

$$\sigma_{\Sigma}=\sigma_{диф}=1-\frac{k-1}{2}\times\lambda_1^{\,2}\times\xi.$$

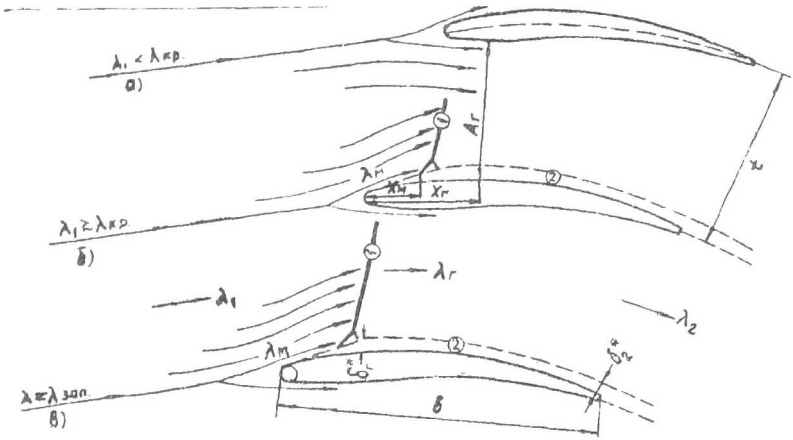


Рис. 2.1.5. Обтекание дозвуковым потоком входного участка дозвуковой компрессорной решетки:

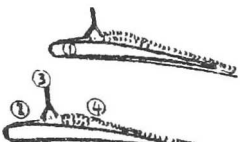
1-замыкающий скачок уплотнения, 2-полусвободный след

а). режимы от запирания до границы срыва

б). граница срыва

Рис. 2.1.2. Течение в межлопаточном диффузоре при докризисном обтекании:

1-профиль, 2- пограничный слой, 3-след

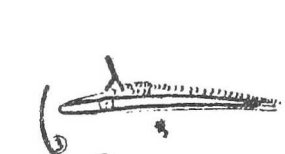


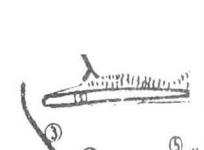
а) режимы от запирания до границы срыва

б) граница срыва

Рис.2.1.3. Течение в межлопаточном диффузоре при сверхкризисном обтекании:

1-профиль, 2- пограничный слой, 3-скачок уплотнения, 4-след, 5-повторно оторвавшийся след





а) режимы от запирания до границы срыва

б) граница срыва

Рис.2.1.4. Течение в межлопаточном диффузоре при сверхзвуковом обтекании:

1-профиль, 2- пограничный слой, 3-скачок уплотнения, 4-след, 5-повторно оторвавшийся след

С увеличением угла атаки, течение на входном участке остается близким к безградиентному, а в межлопаточном диффузоре резко увеличивающееся торможение скорости $\lambda_1/\lambda_2>1$ вызывает интенсивное утолщение пограничного

слоя. При некотором предельном торможении скорости пограничный слой отрывается, образуя срывную зону (см. рис. 2.1.2б). С дальнейшим увеличением торможения скорости условные толщины срывной зоны интенсивно растут, и срывная зона распространяется на большую часть проходной площади.

При сверхкризисном обтекании ($\lambda_1>\lambda_{кр}$) на спинке профиля решетки возникает сверхзвуковая зона, замыкающаяся скачком уплотнения. В месте соприкосновения скачка уплотнения с пограничным слоем спинки профиля, возникает лямбдообразная область их взаимодействия [87]. Вследствие этого скачок сопровождается не только потерями полного давления $\sigma_{ск}$ по ударной адиабате, но и дополнительными потерями $\sigma_{вз}$ в области взаимодействия и в полусвободном следе $\sigma_{сл}$, образующемся при этом взаимодействии [83]. В этом случае суммарные потери в решетке σ_{Σ} складываются из потерь на входном участке (до горла решетки) $\sigma_{1\text{-}г}$

$$\sigma_{1\text{-}г}=\sigma_{погр1\text{-}г}\times\sigma_{ск1\text{-}г}\times\sigma_{вд1\text{-}г}\times\sigma_{сл1\text{-}г}$$

и потерь в межлопаточном диффузоре

$$\sigma_{г\text{-}2}=\sigma_{диф}$$

$$\sigma_{\Sigma}=\sigma_{1\text{-}г}\times\sigma_{г\text{-}2}$$

Анализ распределения статических давлений по профилям плоских дозвуковых компрессорных решеток [121], [41] и [44] показывает, что при сверхкризисном обтекании замыкающий скачок уплотнения на углах атаки $\Delta i_0>0$ располагается перед горлом решетки, при $\Delta i_0\approx 0$ в горле, а при $\Delta i_0<0$ (вблизи запирания) за горлом решетки [82].

На рис. 2.1.6 приведено расположение замыкающего скачка уплотнения $X_м$ относительно горла $X_г$ в виде отношения $X_м/X_г$ в зависимости от угла атаки Δi_0. Местоположение замыкающего скачка (см. рис. 2.1.6) определялось по экспериментальным данным [121], [41] и [44], как соответствующее моменту интенсивного возрастания статического давления. Анализ снимков течения в плоских дозвуковых компрессорных решетках на режимах сверхкризисного обтекания [41] и [44] подтверждает вышесказанное. Полученная зависимость не

противоречит данным Новикова А.С. [71] В настоящей работе для упрощения методики расчета принято, что при сверхкризисном обтекании в диапазоне режимов от запирания до границы срыва расположение замыкающего скачка уплотнения не зависит от угла атаки и замыкающий скачок расположен перед горлом таким образом, что выходное сечение области взаимодействия замыкающего скачка с пограничным слоем [87] находится непосредственно в горле решетки. В дальнейшем под границей срыва компрессорной решетки понимается тот большой положительный угол атаки, на котором в межлопаточном диффузоре у спинки профиля возникают срывные течения с обратными токами. Задача определения величины срывного угла в настоящей работе не рассматривается.

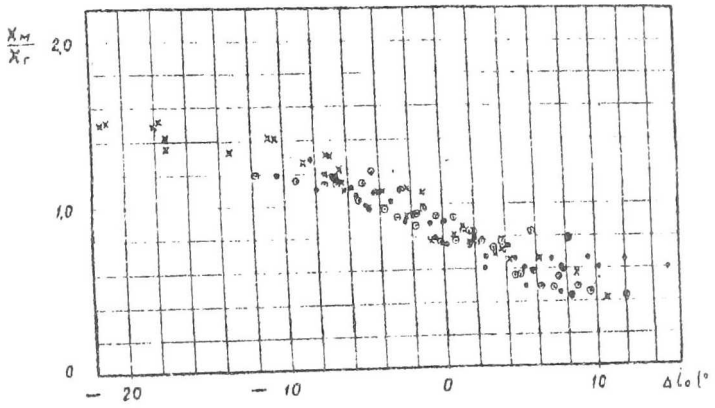


Рис. 2.1.6. Расположение замыкающего скачка уплотнения относительно горла решетки:

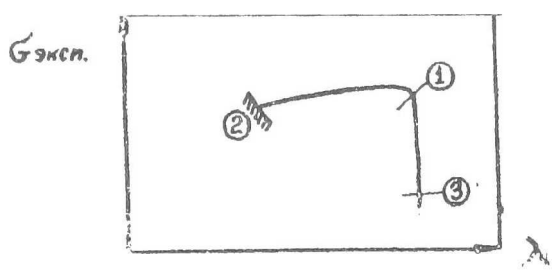
o - θ<20°, X-θ=20÷40°, • - θ>40°

В межлопаточном диффузоре на углах атаки близких к режиму запирания получается небольшое торможение скорости, вследствие чего полусвободный след размывается и поток в следе вблизи стенки, имея скорость равную нулю в области взаимодействия замыкающего скачка с пограничным слоем [87], на-

нает разгоняться, достигая максимальных скоростей вблизи задней кромки рофиля. В этом случае под полусвободным следом на спинке профиля формируется пограничный слой. Формирующей скоростью для этого пограничного лоя является скорость пристеночной части полусвободного следа $U_{мин}$ (см. аздел 2.6).

В настоящей работе под режимом запирания понимается первоначальный омент выхода на режим запирания, когда в межлопаточном диффузоре еще не является сверхзвуковая зона, возникающая при сильном раздросселировании шетки. Этот первоначальный момент определяется на зависимостях коэффиента потерь

ного давления (см. рис. 2.1.7), как соответствующий выходу на максимальо скорость набегающего потока и началу резкого возрастания потерь полноавления.



ис. 2.1.7. Определение момента запирания компрессорной решетки:
- начальный момент запирания, 2 - граница срыва, 3 - режим глубокого апирания

ри дальнейшем раздросселировании решетки, т.е. на режимах глубокого ния, начинается резкий рост потерь полного давления из-за появления в аточном диффузоре мостообразных скачков уплотнения.

сутствие необходимых экспериментальных данных по расположению и ивности мостообразных скачков уплотнения в межлопаточном диффузоисимости от степени раздросселирования решетки, не позволяет рассчи-

тать потери полного давления в компрессорной решетке на режимах глубокого запирания. В связи с этим, настоящая методика расчета потерь полного давления в плоской компрессорной решетке применима лишь до начального момента запирания, исключая режимы глубокого запирания. Экспериментально установлено [41]÷[47], [121], что в дозвуковой области обтекания режим запирания реализуется лишь при сверхкризисном обтекании, т.е. перед запиранием на входном участке компрессорной решетки обязательно возникает сверхзвуковая зона, завершающаяся замыкающим скачком уплотнения.

С увеличением угла атаки картина течения на входном участке решетки качественно не меняется, а в межлопаточном диффузоре резкое увеличение торможения скорости вызывает интенсивнее утолщение полусвободного следа. При некотором предельном торможении скорости пристеночная скорость следа $U_{мин}$ (см. раздел 2.6) может вновь стать равней нулю [83]. След при этом оторвется, образуя срывную зону (см. рис. 2.1.3б). Момент повторного отрыва полусвободного следа, по-видимому, связан с границей срыва плоской компрессорной решетки на сверхкризисных режимах обтекания. На режимах без повторного отрыва полусвободного следа (в диапазоне между режимом запирания и границей срыва) потери полного давления в межлопаточном диффузоре складываются из профильных потерь (потерь в пограничных слоях межлопаточного диффузора, практически равных потерям на докризисном режиме [100]) и дополнительных потерь полного давления на выравнивание полусвободного следа $\sigma_{сл}$.

При переходе от сверхкризисного обтекания к сверхзвуковому, т.е. обтеканию со сверхзвуковой скоростью набегающего потока $\lambda_1>1$, размеры зоны сверхзвуковых скоростей на спинке профиля растут, и на режиме $\lambda_1\geq1$ сверхзвуковая зона распространяется на весь входной участок (см. рис.2.1.8).

При этом верхний конец замыкающего скачка уплотнения выходит из межлопаточного канала, и, пройдя на некотором расстоянии от носика последующего профиля, образует верхний ус отсоединенной головной волны [150]

Верхний ус, располагаясь вдоль фронта решетки, постепенно ослабевает и в итоге превращается на бесконечности в волну Маха. В [124] и [146] показано, что эта часть отсоединенной головной волны, как в неподвижных, так и во вращающихся компрессорных решетках близка по конфигурации отсоединенной головной волне, возникающей при обтекании изолированного профиля.

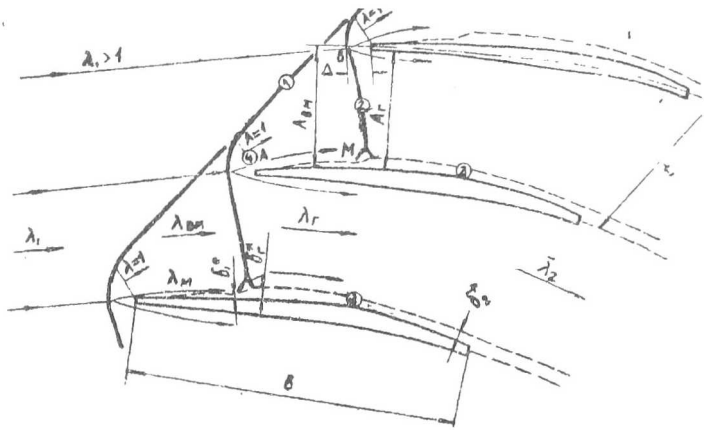


Рис. 2.1.8. Обтекание сверхзвуковым потоком входного участка сверхзвуковой компрессорной решетки:

1 - верхний ус головной волны, 2 - нижний ус головной волны, 3 - полусвободный след

На рис. 2.1.9 проведено сравнение универсального относительного расстояния $\overline{\Delta X}_m$ [80] между отсоединенной головной волной и звуковой точкой носика профиля во вращающейся компрессорной решетке [146] на режиме обтекания вблизи запирания с аналогичным относительным расстоянием изолированного профиля [80]. Как следует из рис. 2.1.9, относительное расстояние во вращающейся компрессорной решетке удовлетворительно совпадает в диапазоне λ_1=1.0÷1.25 с относительным расстоянием изолированного профиля, что дополнительно подтверждает возможность применения результатов, полученных на изолированном профиле, для профиля в компрессорной решетке. На ос-

новании этого в настоящей работе для расчета потерь полного давления в верхнем усе головной волны $\sigma_{гол}$ используются результаты [80], полученные для изолированного тела.

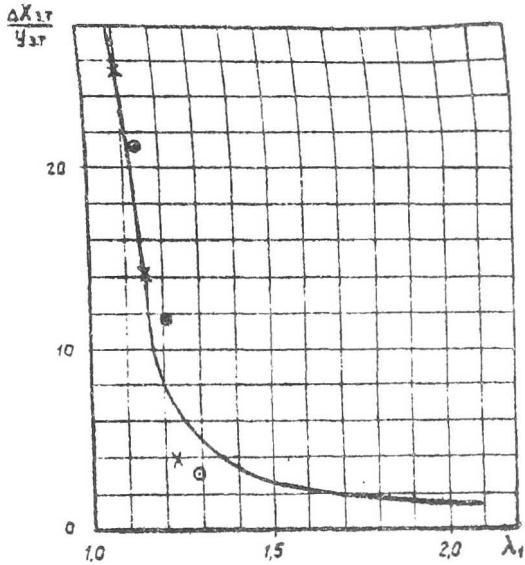


Рис. 2.1.9. Сравнение относительного расстояния между отсоединенной головной волной и звуковой точкой носика профиля во вращающейся компрессорной решетке с аналогичным для изолированного тела:

—— - изолированное тело [80],

x - U_k=240м/сек, -вращающаяся компрессорная

o - U_k =265м/сек решетка [146]

За отсоединенной головной волной поток, разворачиваясь от направления звуковой линии до местного направления по спинке профиля α_M, разгоняется в течение Майера [157] до местной сверхзвуковой скорости λ_M. При этом у типичных сверхзвуковых компрессорных решеток поворот и разгон потока до скорости λ_M в основном происходят вблизи звуковой линии головной вол-

ны, вследствие чего участок спинки профиля от носика до замыкающего скачка уплотнения обдувается практически безградиентным сверхзвуковым потоком. В этих условиях за формирующую скорость для пограничного слоя на этом участке может быть принята максимальная скорость λ_M перед замыкающим скачком уплотнения. Нижний ус отсоединенной головной волны, являясь замыкающим скачком уплотнения, своим нижним концом опирается на спинку профиля вблизи горла и, взаимодействуя с пограничным слоем на ней, воздействует на течение в решетке аналогично замыкающему скачку уплотнения при сверхкризисном обтекании (см. рис. 2.1.2÷2.1.4). Анализ снимков обтекания компрессорных решеток (как плоских, так и вращающихся) [67] и [146] показывает, что в решетках, работающих по схеме с отсоединенной головной волной при прямолинейной спинке и при спинке, плавно изменяющейся с образованием тупого внешнего угла, замыкающий скачок уплотнения на режимах запирания располагается своим нижним концом непосредственно перед горлом (практически не проникая в межлопаточный диффузор), с увеличением же угла атаки (вплоть до границы срыва) нижний конец замыкающего скачка перемещается против потока к носику профиля. В этом случае суммарные потери в решетке складываются из потерь

$$\sigma_{1г}=\sigma_{гол}\times\sigma_{погр1\text{-}г}\times\sigma_{ск1\text{-}г}\times\sigma_{вз1\text{-}г}\times\sigma_{сл1\text{-}г}$$

и потерь в межлопаточном диффузоре

$$\sigma_{г\text{-}2}=\sigma_{диф}$$

$$\sigma_{\Sigma}=\sigma_{\Sigma 1\text{-}г}\times\sigma_{\Sigma г\text{-}2}$$

Для упрощения методики расчета можно принять, что при сверхзвуковом обтекании в диапазоне режимов от запирания до границы срыва расположение замыкающего скачка уплотнения не зависит от угла атаки и замыкающий скачок располагается непосредственно перед горлом решетки. В случае если на спинке профиля имеется излом (см. рис. 2.1.10), образующий тупой внутренний угол, нижний конец замыкающего скачка уплотнения будет располагаться [75] непосредственно перед изломом.

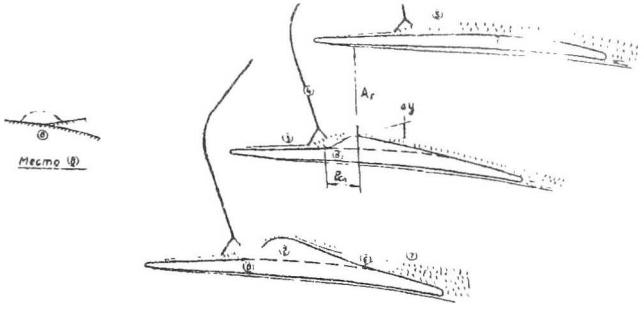


Рис. 2.1.10. Течение в компрессорной решетке при наличии на спинке профиля локализатора:

1 - профиль, 2 - горбик локализатора, 3 - пограничный слой, 4 - скачок уплотнения, 5 - полусвободный след, 6 - пограничный слой, 7 - отрыв пограничного слоя, 8 - излом локализатора, образующий тупой внутренний угол

Излом (с образованием тупого внутреннего угла) на профиле компрессорной решетки может быть выполнен в виде своеобразного горбика (см. рис. 2.1.10), обеспечивающего далее плавный переход от излома к выходной части спинки профиля. Как показано в [75], такой горбик вызывает образование области взаимодействия скачка уплотнения с пограничным слоем, причем горбик, удерживая область взаимодействия перед изломом, одновременно локализует полусвободный след, возникающий в области взаимодействия. Под локализацией здесь понимается интенсивное выравнивание полусвободного следа из-за местного ускорения потока на горбике (локализаторе). При достаточно большой высоте локализатора полусвободный след может практически размыться. В случае компрессорной решетки, введение такого локализатора уменьшает проходную площадь в горле. Уменьшение проходной площади горла решетки, при той же проходной площади на выходе вызывает увеличение торможения скорости в межлопаточном диффузоре, и, следовательно, рост потерь полного давления в самом межлопаточном диффузоре. Очевидно, что высота локализатора должна выбираться такой, чтобы суммарные потери полного давления в

полусвободном следе и в межлопаточном диффузоре были минимальными.

Картина течения в межлопаточном диффузоре на режимах сверхзвукового обтекания аналогична картине течения на режимах сверхкризисного обтекания. Механизмы возникновения потерь полного давления и загромождения проходных площадей решетки остаются теми же самыми.

2.1.2. Структура алгоритма расчета течения

На основании описанной физической картины обтекания структура алгоритма расчета течения в плоской компрессорной решетке на сверхкризисных и сверхзвуковых режимах представляется следующей.

Потери полного давления в межлопаточном диффузоре решетки при дозвуковом, сверхкризисном и сверзвуковом обтекании рассчитываются по методикам [100], [101], [172] разработанным для дозвуковых решеток.

При оценке потерь в очень широком диапазоне углов атаки, целесообразно рассчитывать углы отставания по эмпирическим зависимостям раздела 2.9.

На докризисных режимах обтекания суммарные потери полного давления в решетке, целиком определяются потерями в межлопаточном диффузоре и рассчитываются по методике дозвуковых решеток.

На сверхкризисных и сверхзвуковых режимах обтекания потери полного давления в межлопаточном диффузоре складываются из потерь, определяемых по методике для дозвуковых решеток, и дополнительных потерь полного давления в полусвободном следе, попадающим в межлопаточный диффузор с входного участка решетки.

$$\sigma_{\Sigma}=\sigma_{1\text{-}r}\times\sigma_{r\text{-}2}$$

На сверхкризисных и сверхзвуковых режимах обтекания суммарные потери полного давления в решетке определяются как сумма потерь полного давления на входном участке $\sigma_{1\text{-}r}$ и в межлопаточном диффузоре решетки $\sigma_{r\text{-}2}$.

На сверхкризисных режимах обтекания потери полного давления на входном участке решетки складываются из потерь полного давления в замыкающем

скачке уплотнения $\sigma_{ск}$, в области взаимодействия замыкающего скачка с пограничным слоем спинки профиля $\sigma_{вз1\text{-}г}$ и в полусвободном следе $\sigma_{сл}$, возникающем за областью взаимодействия.

На сверхзвуковых режимах обтекания потери полного давления на входном участке решетки складываются из потерь полного давления в верхнем усе головной волны $\sigma_{гол}$, потерь полного давления в замыкающем скачке $\sigma_{ск1\text{-}г}$ уплотнения, в области взаимодействия замыкающего скачка с пограничным слоем спинки профиля $\sigma_{вз1\text{-}г}$ и в полусвободном следе $\sigma_{сл1\text{-}г}$, возникающим за областью взаимодействия.

$$\sigma_{1\text{-}г}=\sigma_{гол}\times\sigma_{погр1\text{-}г}\times\sigma_{ск1\text{-}г}\times\sigma_{вз1\text{-}г}\times\sigma_{сл1\text{-}г}$$

При известной методике расчета потерь полного давления и степени загромождения проходных площадей межлопаточного канала полусвободным следом, определение режима запирания компрессорной решетки сводится к нахождению из уравнения неразрывности (для сечений в набегающем потоке и горле) угла набегающего потока для заданной скорости, или, наоборот, сводится к нахождению скорости набегающего потока для заданного угла.

Таким образом, для расчета потерь полного давления и режима запирания плоской компрессорной решетки в широком диапазоне углов атаки необходимы: алгоритмы расчета границы, разделяющей докризисную и сверхкризисную области обтекания (критической скорости компрессорной решетки) и алгоритмы по расчету частных газодинамических задач.

а) на сверхкризисных режимах обтекания -

1. потерь полного давления в замыкающем скачке уплотнения,

слоем спинки профиля,

2. параметров пограничного слоя на входном участке спинки профиля,

3. местной скорости перед областью взаимодействия замыкающего скачка с пограничным слоем,

4. параметров области взаимодействия замыкающего скачка уплотнения с пограничным,

5. параметров полусвободного следа и потерь полного давления в следе;

б) на сверхзвуковых режимах обтекания -

1. потерь полного давления в верхнем усе головной волны,

2. потерь полного давления в замыкающем скачке уплотнения,

слоем спинки профиля,

3. параметров пограничного слоя на входном участке спинки профиля,

4. местной скорости перед областью взаимодействия замыкающего скачка с по-граничным слоем,

5. параметров области взаимодействия замыкающего скачка уплотнения с по-раничным,

6. параметров полусвободного следа и потерь полного давления в следе.

При разработке настоящего алгоритма расчета течения в плоской компрессорной решетке был решен ряд упомянутых, имеющих самостоятельное значение, газодинамических задач, в частности, были разработаны:

. Метод расчета параметров отсоединенной головной волны (см. раздел 2.2),

. Метод расчета критической скорости компрессорной решетки [82],

Метод расчета скорости перед замыкающим скачком уплотнения (см. раздел .3),

. Метод расчета параметров области взаимодействия прямого скачка уплотнения с турбулентным пограничным слоем (см. раздел 2.4),

. Метод расчета характеристик турбулентного пограничного слоя и полусвободного следа на профиле компрессорной решетки (см. раздел 2.7),

. Метод расчета характеристик плоского полусвободного следа (см. раздел .6).

На основании описанной картины обтекания компрессорной решетки, рассмотрен алгоритм расчета течения в плоской компрессорной решетке, с использованием решенных газодинамических задач, базирующийся на следующих положениях:

) при переходе от докризисной области обтекания к сверхкризисной и затем к верхзвуковой параметры решетки (скорости, коэффициенты восстановления

давления и т.д.) изменяются плавно;

б) разница между дозвуковыми и сверхзвуковыми решетками количественная, а не качественная;

в) течение на входном (до горла) участке и течение в межлопаточном диффузоре принимаются независящими друг от друга.

С учетом изложенного расчеты входного участка и межлопаточного диффузора производятся раздельно. Комбинации различных возможных вариантов течения на входном участке и в межлопаточном диффузоре дают различные случаи обтекания как дозвуковой, так и сверхзвуковой решеток.

Кроме того, приняты следующие допущения:

1. На входном участке спинки профиля компрессорной решетки формируется турбулентный пограничный слой.

2. Обтекание профиля компрессорной решетки считается теплоизолированным.

3. Потери полного давления в верхнем усе головной волны, возникающей перед носиком профиля в решетке, равны половине суммарных потерь полного давления в отсоединенной головной волне при изолированном обтекании этого же профиля.

4. Скорость потока перед верхним усом и центральной частью отсоединенной головной волны, возникающей перед носиком каждого последующего профиля, принимается равной скорости набегающего невозмущенного потока.

5. Замыкающий скачок уплотнения вблизи спинки профиля принимается прямым скачком уплотнения.

6. Выходное сечение области взаимодействия замыкающего скачка уплотнения [87] располагается соответственно, в случае наличия на спинке профиля локализатора, в месте излома локализатора, в случае профиля обычной конфигурации, непосредственно в горле решетки. Причем, принято также, что местоположение области взаимодействия не зависит от угла атаки в диапазоне углов атаки от режима запирания до границы срыва.

7. Среднемассовая скорость в горле решетки на режиме запирания равна звуковой.

3. Пограничный слой на входном участке компрессорных решеток, вследствие небольшой кривизны поверхности профиля на этом участке, считается плоским.

Разработанный алгоритм обеспечивает расчет течения в плоской компрессорной решетке на докризисных, сверхкризисных и сверхзвуковых режимах обтекания. Алгоритм применим для решеток, работающих при сверхзвуковом обтекании по схеме с отсоединенной головной волной.

Исследования, выполненные [52], [69], [78] на одноступенчатых трансзвуковых ступенях подтверждают достоверность разработанных картин течения и алгоритма расчета потерь давления.

Сравнение результатов расчета по разработанному алгоритму с экспериментальными данными приведено на рис. 2.1.11. В средних сечениях лопатки первого рабочего колеса вентилятора двигателя НК-8-2, где течение близко к плоскому, совпадение расчета с экспериментом хорошее. В периферийных сечениях имеется различие, которое объясняется тем, что в приведенном расчете не было учтено трехмерное взаимодействие головных волн с пограничным слоем на периферийной трактовой стенке и перетекания в радиальном зазоре.

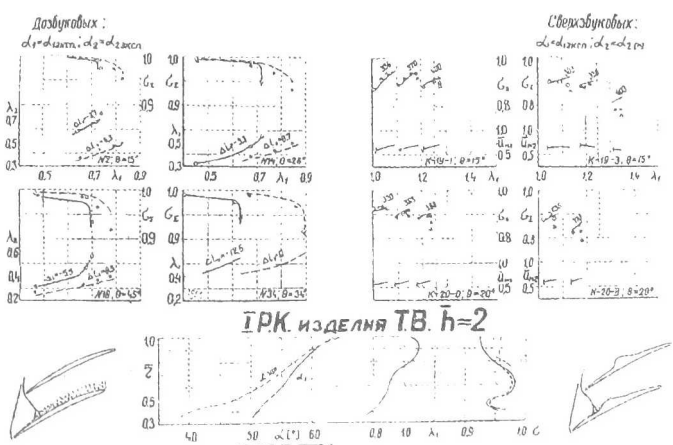


Рис 2.1.11. Характеристики решеток

2.2. Потери полного давления в головной волне, возникающей перед носком профиля

Дополнительные:

обозначения

α- угол между касательной к гиперболе и осью X,

$\delta_{зт}$- угол между касательной к контуру обтекаемого тела в звуковой точке и осью X,

$F_{кр}$- площадь, ограниченная ординатой критической точки головной волны,

$F_{зт}$- площадь, ограниченная ординатой звуковой точки,

$F_{М}$- миделевая площадь тела,

L- размах плоского тела по фронту.

индексы

кр - критическая точка на головной волне,

зт - звуковая точка на обтекаемом теле,

1÷1, 2÷2- сечение перед и за головной волной,

т - обтекаемое тело.

Обтекание сверхзвуковым потоком тел с затупленным носиком (см. рис.2.2.1) существенным образом зависит от конфигурации обтекаемого тела. Перед затупленным носиком образуется отсоединенный прямой скачок уплотнения, в котором набегающий сверхзвуковой поток тормозится до дозвуковых скоростей. При натекании на носик тела дозвуковой поток начинает разгоняться. В некоторой точке, называемой звуковой, его местная скорость становится равной звуковой скорости и при дальнейшем разгоне - сверхзвуковой.

Разгон от звуковой скорости до сверхзвуковой сопровождается появлением волн разрежения, которые, по мере удаления от оси, все сильнее ослабляя и искривляя первоначальный прямой скачок уплотнения, превращают его в волну

Маха на бесконечности.

Совокупность отсоединенного прямого и криволинейного скачка уплотнения, завершающегося волной Маха, образует отсоединенную головную волну. следствие непрерывного уменьшения ее интенсивности, по мере удаления от си, на головной волне существует критическая точка, ниже которой набегающий сверхзвуковой поток тормозится до дозвуковых скоростей (сильный участок головной волны), в самой критической точке - до звуковой скорости, а выше - остается сверхзвуковым.

Между критической точкой головной волны и звуковой точкой тела получается минимальное проходное сечение (горло), в котором поток переходит через скорость звука.

Целью данного раздела является нахождение расстояния между головной волной и носиком тела, а также дополнительного волнового сопротивления из-за образования головной волны.

В настоящее время известны приближенные методы расчета расстояния между головной волной и носиком тела, например: Хида, Смурого, Тамада, Бецерковского [35], [36], Гилинского [58] и Виноградова [53]. Наиболее простым из них, при достаточной точности, является метод Виноградова. Однако расчет по методу Виноградова проводится через ряд приближений, что делает его все же громоздким, а расчеты с использованием абсолютных размеров обтекаемых тел не дают возможности определить универсальные зависимости.

В данном разделе рассматривается такое видоизменение метода Виноградова, которое позволяет ввести ряд универсальных зависимостей, существенно упрощающих расчет и исключающих применение последовательных приближений. Это достигается путем использования в качестве характерного размера ординаты звуковой точки, что позволяет с точностью до принятых в методе допущений, определить все параметры собственно головной волны безотносительно к форме обтекаемого тела. Как показано далее, все характерные параметры головной волны могут быть найдены в масштабе этого размера. Ордината звуковой точки, аналогично [53], определяется как ордината такой точки те-

ла, в которой направление касательной к его контуру совпадает с направлением перпендикуляра к звуковой линии.

Настоящий метод применим при нулевых углах атаки, как для осесимметричного, так и плоского течений. Здесь в основном используются исходные предпосылки и допущения [53], а именно:

1) головная волна аппроксимируется уравнением гиперболы;

2) звуковая линия, т.е. образующая поверхности перехода (звуковой поверхности) дозвукового течения за сильными участками головной волны в сверхзвуковое течение является прямой, перпендикулярной к скорости за головной волной в точке, где скорость $\lambda_2=1$;

3) на поверхности обтекаемого тела пограничный слой не образуется;

4) звуковая линия направлена по нормали к контуру поверхности обтекаемого тела;

5) форма головной волны и потери полного давления в ней не зависят от конфигурации носика тела.

На рис. 2.2.1. приведена схема обтекания сверхзвуковым потоком тела, имеющего затупленный носик, с аппроксимацией головной волны уравнением гиперболы с коэффициентом a, равным единице (вершина гиперболы x=1).

Второй коэффициент гиперболы b находится из условия равенства угла наклона асимптот гиперболы углу малых возмущений (угол Маха). В этом случае уравнение гиперболы примет вид

$$x^2-\frac{y^2}{b^2}=1. \qquad (2.2.1)$$

где

$$b=\frac{1}{\sqrt{M_1^2-1}}=\sqrt{\frac{1-\frac{k-1}{k+1}\times\lambda_1}{\lambda_1^2-1}} \qquad (2.2.2)$$

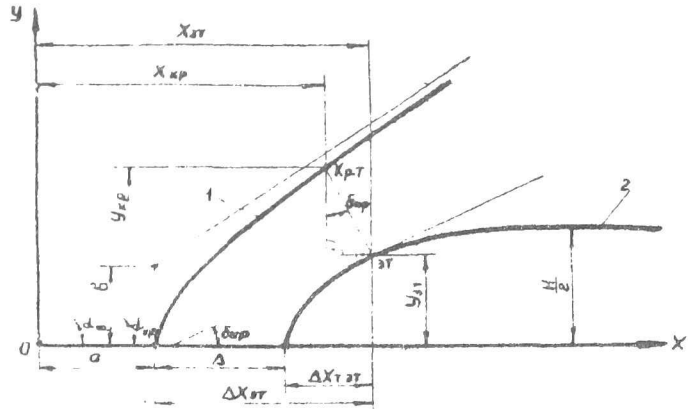


Рис. 2.2.1. Схема обтекания затупленного тела сверхзвуковым потоком:

1 - головная волна, 2 - обтекаемое тело

Расположение начала звуковой линии на головной волне и ее направление (см. рис. 2.2.2) определяются из условия равенства единице приведенной скорости за головной волной в критической точке (точка пересечения звуковой линии и головной волны):

$$\lambda_2 = \sqrt{\lambda_{2H}^2 + \lambda_{\tau}^2} = \sqrt{\frac{1}{\lambda_1^2 \times \sin^2 \alpha_{кр}} + \lambda_1^2 \times \cos^2 \alpha_{кр}} = 1. \qquad (2.2.3)$$

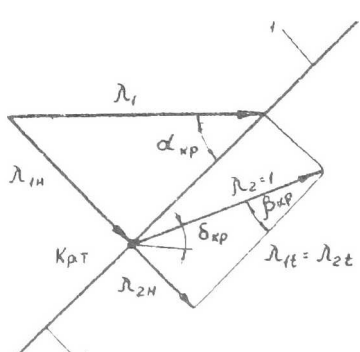


Рис. 2.2.2. Треугольники скоростей в критической точке:

1- фронт скачка

Решая (2.2.3) относительно $\sin \alpha_{кр}$, найдем:

$$\sin \alpha_{кр}=\sqrt{\frac{(\lambda_1^4-\lambda_1^2)+\sqrt{(\lambda_1^4+\lambda_1^2)+4\lambda_1^4}}{2\lambda_1^4}}. \qquad (2.2.4)$$

Соотношение (2.2.4) дает зависимость угла $\alpha_{кр}$ в критической точке от скорости набегающего потока. Направление звуковой линии $\delta_{кр}$ получим (см. рис.2.2.1 и 2.2.2) по соотношению

$$\delta_{кр}=\alpha_{кр}-\beta_{кр}, \qquad (2.2.5)$$

где:

$$\sin \beta_{кр}=\frac{W_{2\tau}}{W_2}=\frac{\lambda_{2\tau\text{ч}}}{1}\times\frac{a_{кр\text{ч}}}{a_{кр}}=\frac{1-\frac{\kappa-1}{\kappa+1}\times\lambda_1^2\times\cos^2\alpha_{кр}}{\lambda_1\times\sin\alpha_{кр}} \qquad (2.2.6)$$

Расчетная зависимость $\delta_{кр}$ от λ_1 дается на рис. 2.2.3. В ряде работ она приводится в виде таблиц, например [165]. Координаты критической точки находятся совместным решением соотношений (2.2.1), (2.2.2), (2.2.4):

$$y_{кр}=\frac{b^2}{\sqrt{tg^2\alpha_{кр}-b^2}}, \qquad (2.2.7)$$

$$x_{кр}=\frac{y_{кр}\times tg\alpha_{кр}}{b^2}. \qquad (2.2.8)$$

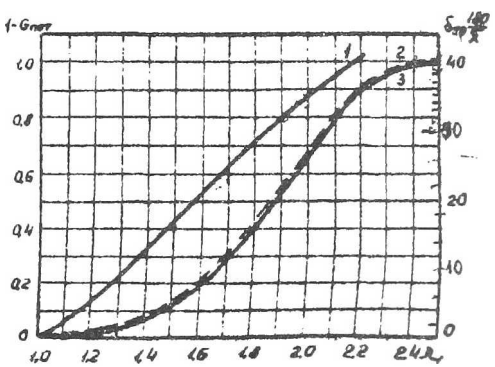


Рис. 2.2.3. Зависимости потерь от λ_1:

1-$\delta_{кр}$ направление звуковой линии, 3 -(1-σ) для осесимметричного течения

2 -(1-σ) для плоского течения,

Это дает возможность определить из уравнения неразрывности ординаты звуковой точки.

Так, для осесимметричного тела имеем

$$P^*_1 \times q(\lambda_1) \times \pi \times y^2_{кр} = P^*_1 \times \sigma_{ос} \times q(1) \times \pi \times \frac{y^2_{кр} - y^2_{ст}}{\cos \delta_{кр}}, \qquad (2.2.9)$$

откуда после преобразований -

$$\left(\frac{y_{кр}}{y_{ст}}\right)_{ос} = \frac{1}{\sqrt{1 - \dfrac{q(\lambda_1) \times \cos \delta_{кр}}{\sigma_{ос}}}}, \qquad (2.2.10)$$

Для симметричного плоского тела

$$P^*_1 \times q(\lambda_1) \times y_{кр} = P^*_1 \times \sigma_{пл} \times q(1) \times \frac{y_{кр} - y_{ст}}{\cos \delta_{кр}}, \qquad (2.2.11)$$

откуда

$$\left(\frac{y_{кр}}{y_{ст}}\right)_{пл} \quad \frac{1}{1 - \dfrac{q(\lambda_1) \times \cos \delta_{кр}}{\sigma_{пл}}} \qquad (2.2.12)$$

Коэффициенты восстановления полного давления, входящие в (2.2.10) и 2.2.12), представляют собой отношения среднего полного давления в минимальном сечении (на звуковой поверхности) к полному давлению в набегающей потоке:

$$\sigma = \frac{(P^*_{ср})_{ст}}{P^*_1} \qquad (2.2.13)$$

Иначе говоря, они характеризуют уровень потерь полного давления на участке между сечением перед головной волной и минимальным сечением. На основании принятых допущений потери полного давления на этом участке целиком складываются из потерь полного давления в элементах головной волны, определяемых по приведенной частичной скорости $\lambda_{1пч}$ [1], где

$$\lambda_{1пч} = \frac{W_{1п}}{a_{кр1}} = \frac{\lambda_{1п}}{\sqrt{1 - \dfrac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \times \lambda^2_1 \times \cos^2 \alpha_1}}, \qquad (2.2.14)$$

$$\operatorname{tg}\alpha_i = b\times\sqrt{1+\frac{b^2}{y_i^2}}, \qquad (2.2.15)$$

$$\lambda_{2нчi} = \frac{1}{\lambda_{1нчi}}. \qquad (2.2.16)$$

Коэффициенты σ_i через $\lambda_{1нчi}$ находятся по формуле

$$\sigma = \frac{1}{F_{kp}}\times\int_0^{F_{kp}}\sigma_i\times dF = \frac{1}{F_{kp}}\int\frac{q(\lambda_{1нчi})}{q(\lambda_{2нчi})}\times dF, \qquad (2.2.17)$$

где:

$$(F_{кр})_{ос} = \pi\times y^2_{кр}, \qquad (2.2.18)$$

$$(F_{кр})_{пл} = 2\times y_{кр\,1}. \qquad (2.2.19)$$

На рис. 2.2.3. представлена величина интеграла (2.2.17), полученная графическим путем для случаев осесимметричного и плоского течений в виде величии $(1-\sigma)$.

По соотношениям (2.2.10) и (2.2.12) с использованием данных рис. 2.2.3, определяются зависимости $y_{зт}=f_1(\lambda_i)$ соответственно для осесимметричного и плоского течений.

Абсцисса звуковой точки на обтекаемом теле по оси X в зависимости от величины λ_1 набегающего потока находится из рис. 2.2.1.

$$X_{зт} = X_{кр}+(y_{кр}-y_{зт})\times\operatorname{tg}\delta_{кр}, \qquad (2.2.20)$$

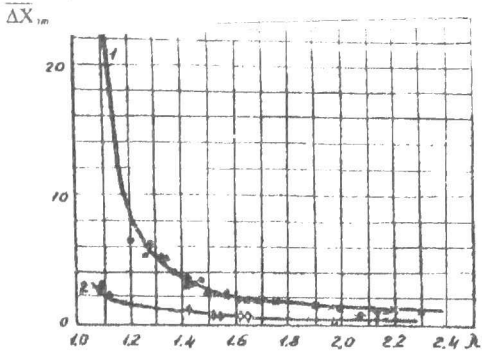
а расстояние между звуковой точкой и началом головной волны по оси X:

$$\Delta X_{зт} = X_{зт}-a = X_{зт}-1. \qquad (2.2.21)$$

Отношение этого расстояния $\Delta X_{зт}$ к ординате звуковой точки $y_{зт}$ является универсальной величиной, не зависящей от конфигурации тела. На рис. 2.2.4 приведены расчетные универсальные зависимости

$$\overline{\Delta X}_{зт} = \frac{\Delta X_{зт}}{y_{зт}} = f_2(\lambda_1)$$

для осесимметричного и плоского течений. Расчет расстояния между началом головной волны и носиком симметричного тела заданной конфигурации $y_T=f_3(X_T)$ (см. рис. 2.2.1) ведется с помощью этих универсальных зависимостей



Значале определяются ордината звуковой точки $y_{зт}$ и длина носика $\Delta X_{тзт}$ обте-каемого тела. Для затупленных тел с изломом образующей звуковая точка рас-полагается в месте излома, т.е. величины $y_{зт}$ и $\Delta X_{тзт}$ таких тел постоянны и не зависят от λ_1 набегающего потока. Для тел произвольной формы $y_{зт}$ и $\Delta X_{тзт}$ на-ходятся из условия (см. рис. 2.2.1):

$$\left(\frac{dy_T}{dx_T}\right)_{\infty} \quad tg\delta_{\infty} = tg\delta_{кр} = f_4(\lambda_1)\,. \qquad (2.2.22)$$

Рис. 2.2.4. Зависимость расстояния между головной волной и тупым телом от λ_1:

- плоское течение, • - Альперин [140], - Ким Чул Со [36], + - Пэнкхерст и Холдер [133], Δ - эксперимент автора,

- осесимметричное течение, Дейч [64], - Мельников [125], - Липман [115], - Чарный [174], •- Черный [175], - Фабрикант [164]

По известным $y_{зт}$, $\Delta X_{тзт}$ универсальной зависимости рис. 2.2.4, определя-ются $\Delta X_{зт}$ и Δ

$$\Delta=\Delta X_{зт}-\Delta X_{тзт}=f_5(\lambda_1). \qquad (2.2.23)$$

На рис.2.2.4, наряду с расчетными кривыми $\overline{\Delta X}_{\infty}$ приведены в универ-сальном виде экспериментальные данные и в частности, полученные автором на учебной установке Куйбышевского авиационного института. Как следует из рис. 2.2.4, совпадение расчетных кривых с экспериментальными точками, а

также с результатами расчета по точному методу Белоцерковского (крестики), хорошее, что свидетельствует о вполне удовлетворительном соответствии принятой схемы действительной картине обтекания.

Таким образом, совпадение хорошее, а метод отличается значительно меньшей трудоемкостью.

В данной главе разработан также метод расчета дополнительного волнового сопротивления $C_{хв}$ из-за образования головной волны. Если за характерный мидель тела принять площадь, ограниченную ординатой звуковой точки, и допустить, что потери полного давления в головной волне не зависят от конфигурации носика тела, то получается универсальная зависимость коэффициента дополнительного волнового сопротивления $C'_{хв}$ от скорости набегающего потока. Здесь $C_{хв}$ - коэффициент волнового сопротивления, отнесенный к миделевой площади тела, а $C'_{хв}$ тот же коэффициент волнового сопротивления, отнесенный к площади, ограниченной ординатой звуковой точки. Связь коэффициентов устанавливается следующим выражением:

$$C_{хв}=C'_{хв}\times\frac{F_{зт}}{F_{M}}. \qquad (2.2.24)$$

Для плоского течения имеем

$$\left(\frac{F_{зт}}{F_{M}}\right)_{пл}=2\times\frac{y_{зт}}{H}, \qquad (2.2.25)$$

а для осесимметричного течения

$$\left(\frac{F_{зт}}{F_{M}}\right)_{ос}=(2\times\frac{y_{зт}}{H})^2. \qquad (2.2.26)$$

Универсальный коэффициент волнового сопротивления $C'_{хв}$ представляет собой интегральную сумму местных коэффициентов потерь энергии ξ_{ci} по всей головной волне от y=o до y=∞ отнесенную к площади, ограниченной ординатой звуковой точки:

$$C'_{хв}=\frac{F_{kp}}{F_{зт}}\times\int_0^{\infty}\xi_{ci}\times d\frac{F_i}{F_{kp}}=\frac{F_{kp}}{F_{зт}}\times\int_0^{\infty}c_{xвi}\times d\frac{F_i}{F_{kp}} \qquad (2.2.27)$$

Здесь $\xi_{ci}=C_{xвi}$ определяется местным коэффициентом восстановления пол-

ного давления в элементах головной волны с помощью соотношений 4-33 и 4-33а работы [65]

$$\xi_{cr} = c_{xm} = \frac{2}{k-1} \times \frac{1}{M_1^2} \times \left[\left(\frac{1}{\sigma_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \left[\frac{k+1}{k-1} \times \frac{1}{\lambda_1^2} \right] \times \left[\left(\frac{1}{\sigma_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \qquad (2.2.28)$$

Отношения величин $F_{кр}/F_{зг}$ находятся как

$$\left(\frac{F_{kp}}{F_{m}} \right)_{oc} = \frac{y_{kp}}{y_{m}}, \left(\frac{F_{kp}}{F_{m}} \right)_{oc} = \left(\frac{y_{kp}}{y_{m}} \right)^2$$

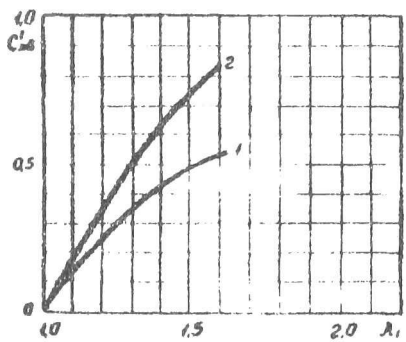


Рис. 2.2.5. Зависимость коэффициентов сопротивления от λ_1:
1 - плоское течение, 2 - осесимметричное течение

На рис. 2.2.5 приведены зависимости универсального коэффициента волнового сопротивления $C'_{хв}$ от скорости набегающего потока, найденные при графическом решении интеграла (2.2.28) соответственно для осесимметричного и плоского течений в диапазоне λ_1=1÷1,6.

На рис. 2.2.6 приведено сравнение зависимости коэффициента волнового сопротивления $C_{хв}$ шара от скорости потока, полученной по соотношению (2.2.24) с учетом рис. 2.2.5, с экспериментальными данными [64] и [175]. Из рис. 2.2.6 следует, что рассчитанная по (2.2.24) зависимость $C_{хв}$ до скорости набегающего потока λ_1=1.6 (M=1.93) практически совпадает с экспериментальными точками, но, начиная с λ_1=1.6, расчетная зависимость не соответствует экспери-

менту. Это несоответствие по видимому объясняется тем, что форма головной волны только до λ_1<1.6 удовлетворительно аппроксимируется уравнением гиперболы на всем протяжении головной волны, а на больших λ_1 достаточно удовлетворительно лишь на участке до критической точки, что подтверждается совпадением значений расчетного и экспериментального расстояния между началом головной волны и звуковой точкой различных тел (см. рис. 2.2.4). Расхождение расчетной и экспериментальной зависимостей $C_{xв}$ при λ_1>1.6, по-видимому, увеличивается также из-за неучета явлений, связанных с диссоциацией молекул воздуха.

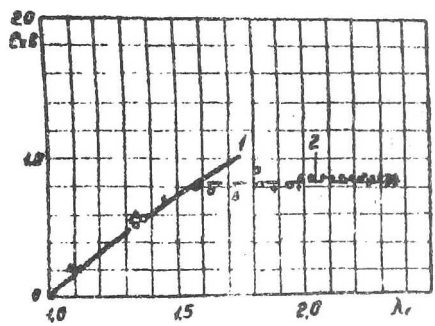


Рис. 2.2.6. Зависимость коэффициента сопротивления шара от λ1:
1 - расчет, 2 – эксперимент, +, Δ, о, - Дейч [64], • - Черный [175]

2.3. Расчет скорости в сверхзвуковой зоне, возникающей на спинке профиля компрессорной решетки

Дополнительные

обозначения

P_M - статическое давление в сверхзвуковой зоне на спинке профиля,

$\bar{P}_M = (P_M - P_1)/((\rho_1 \times \upsilon_1^2)/2)$- коэффициент давления,

$\bar{x}_r$ - абсцисса горла решетки, отнесенная к хорде профиля,

$\bar{x}_M$ - абсцисса точки со скоростью λ_M, отнесенная к хорде профиля,

остальные обозначения аналогичны обозначениям предыдущих глав.

На сверхкризисных режимах обтекания, в результате разгона потока на профиле решетки, местная скорость течения в некоторой точке спинки профиля (звуковой точке) при так называемой теоретической критической скорости набегающего потока $\lambda_1=\lambda_{кр}$ (см. [82]) достигает скорости звука. При дальнейшем увеличении скорости набегающего потока λ_1 и наличии ниже по течению относительно звуковой точки дополнительного разворота потока на угол $\Delta\alpha_M$, поток разгоняется до сверхзвуковых скоростей, образуя местную сверхзвуковую зону. Уровень местной сверхзвуковой скорости потока после разгона от звуковой скорости при повороте на угол $\Delta\alpha_M$ может быть найден по (2.3.1)

$$\lambda_M^2 = 1 + \frac{2}{k-1} \times \sin^2\left\{\sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \times \left[\Delta\alpha_M - \frac{\pi}{2} - \arcsin\left(\sqrt{\frac{k-1}{2\lambda_M^2}} \times \sqrt{\frac{k+1}{k-1} - \lambda_M^2}\right)\right]\right\}. \qquad (2.3.1)$$

Так как для воздуха к=1.4, то выражение (2.3.1) хорошо аппроксимируется формулой

$$\lambda_M = 1 + 0.07 \times \sqrt[3]{\Delta\alpha_M^2} \qquad (2.3.2)$$

На сверхкризисных режимах обтекания компрессорной решетки величину угла $\Delta\alpha_M$ при известном общем угле поворота потока от направления набегающего потока α_1 до местного направления в спинке профиля α_M (см. рис. 2.3.1)

α_1-α_M можно определить следующим образом.

В [82] были получены соотношения для расчета критической скорости $\lambda_{кр}$ набегающего на компрессорную решетку потока. При этом было показано, что на критическом режиме $\lambda_1=\lambda_{кр}$ максимальная местная скорость на профиле несколько превышает звуковую. При допущении, что при скорости набегающего потока $\lambda_1=\lambda_{кр}$ максимальная местная скорость на профиле равна звуковой, по соотношениям из работы [82] можно определить величину угла $\Delta\alpha_1$, поворачиваясь на который, поток разгоняется от уровня скорости набегающего потока $\lambda_1=\lambda_{кр}$ до звуковой скорости.

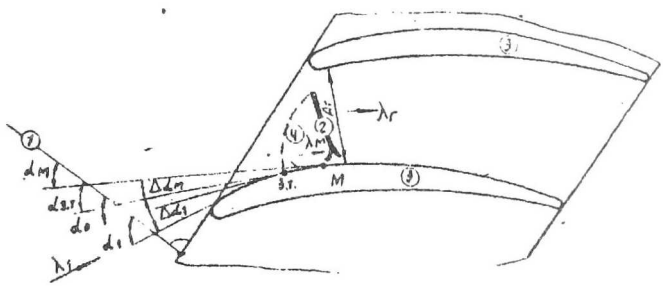


Рис. 2.3.1. Обтекание компрессорной решетки дозвуковым потоком:
1 - ось решетки, 2 - замыкающий скачок уплотнения, 3 - профиль, 4 - зона сверхзвуковых скоростей

Так для положительных углов атаки $\Delta i_0>0$

$$\Delta\alpha_1=50\times\left[\frac{1}{\lambda_1}-1\right], \qquad (2.3.3)$$

а для отрицательных углов атаки д1о <0

$$\Delta\alpha_1=50\times\left[\frac{1}{\lambda_1}-\left(\frac{\cos\alpha_1}{A_1\cdot}\right)^2\right], \qquad (2.3.4)$$

Очевидно, что соотношения (2.3.3) и (2.3.4) правомерны не только на режиме $\lambda_1=\lambda_{кр}$, но и вблизи этого режима, т.е. в диапазоне $\lambda_1=\lambda_{кр}\div1.0$. Следова-

тельно, по (2.3.3) и (2.3.4) определяется угол $\Delta\alpha_1$ поворачиваясь на который, набегающий на решетку со скоростью $\lambda_1 \geq \lambda_{кр}$ поток разгоняется до звуковой скорости. Откуда величина угла поворота $\Delta\alpha_M$ определяется как разница общего угла поворота α_1-α_M и угла $\Delta\alpha_1$

$$\Delta\alpha_M=(\alpha_1-\alpha_M)-\Delta\alpha_1. \qquad (2.3.5)$$

Представленное на рис. 2.3.2 сравнение расчетной максимальной местной скорости на спинках профилей компрессорных решеток с существенно различной геометрией, с экспериментальными значениями при сверхкризисном обтекании, показывает, что в практически важном диапазоне углов атаки Δi_0=-10°÷+6° расчет удовлетворительно подтверждается экспериментом во всем диапазоне сверхкризисных скоростей набегающего потока.

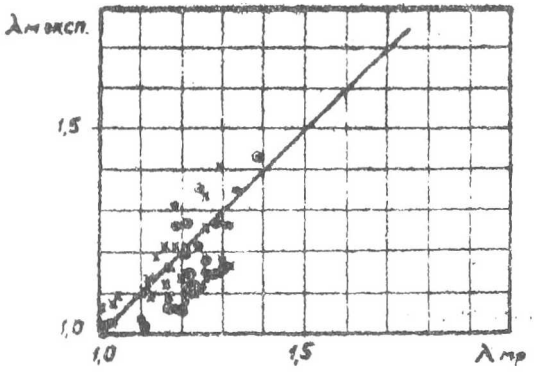


Рис. 2.3.2. Сравнение расчета с экспериментом:
o - θ<20°, × - θ=20÷40°, • - θ>40°

Таким образом, для сверхкризисной области обтекания по (2.3.5) рассчитывается угол $\Delta\alpha_M$, а затем по (2.3.1) или (2.3.2) находится уровень местной скорости в сверхзвуковой зоне на профиле типичной компрессорной решетки или при известном положении скачка уплотнения (известном угле α_M=α перед скачком) скорость перед областью взаимодействия скачка уплотнения с пограничным слоем на спинке профиля.

На сверхзвуковых режимах обтекания перед носиками профилей компрессорных решеток из-за их конечной толщины возникает отсоединенная головная волна. В [124] и [146] экспериментально показано, что верхний ус головной волны, как в неподвижной, так и во вращающейся компрессорных решетках близок по конфигурации головной волне, возникающей при обтекании изолированного профиля. На рис. 2.1.9 проведено сравнение универсального относительного расстояния $\overline{\Delta X_{sm}}$ [80] между отсоединенной головной волной и звуковой точкой носика профиля во вращающейся компрессорной решетке [146] с аналогичным относительным расстоянием для изолированного профиля [80]. Как следует из рис. 2.1.9 относительное расстояние во вращающейся компрессорной решетке достаточно удовлетворительно совпадает с относительным расстоянием изолированного профиля, что дополнительно подтверждает возможность применения результатов полученных на изолированном профиле для профиля в решетке.

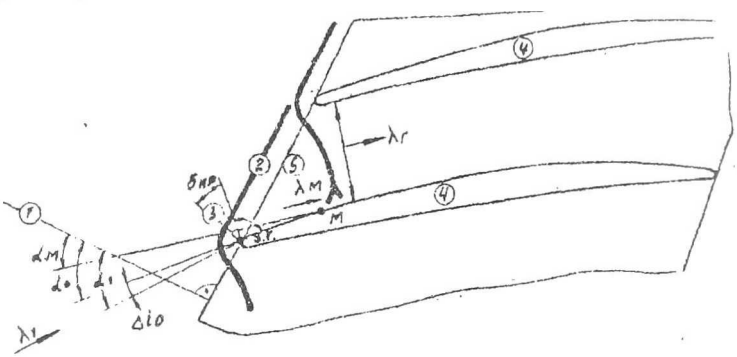


Рис. 2.3.3. Обтекание компрессорной решетки сверхзвуковым потоком
1 - ось решетки, 2 - верхний ус замыкающего скачка, 3 - звуковая линия,
4 - профиль, 5 - зона течения Майера

В [157] и [80] показано, что непосредственно перед носиком профиля сверхзвуковой поток тормозится до дозвуковой скорости, а затем разгоняется до звуковой на звуковой линии и далее при повороте от звуковой линии до ме-

ctного направления на спинке профиля α_M вновь разгоняется в течении Майера до сверхзвуковой скорости.

Угол $\Delta\alpha_M$, поворачиваясь на который поток разгоняется от звуковой скорости до местной сверхзвуковой в точке "М" с направлением α_M, определяется для компрессорной решетки по следующему соотношению (см. рис.2.3.3)

$$\Delta\alpha_M=\alpha_1-\alpha_M+\delta_{кр}=\Delta\alpha_0+\Delta i_0+\delta_{кр}. \qquad (2.3.6)$$

Величина $\delta_{кр}$ определяется по [80] в зависимости от уровня скорости набегающего на решетку потока

Таким образом, для сверхзвуковой области обтекания по (2.3.6) рассчитывается угол $\Delta\alpha_M$, а затем по (2.3.1) или (2.3.2) уровень местной скорости в сверхзвуковой зоне на профиле компрессорной решетки или при известном положении замыкающего скачка уплотнения (известном угле $\alpha_M=\alpha$ перед скачком) скорость перед областью взаимодействия замыкающего скачка уплотнения с пограничным слоем на спинке профиля.

Как следует из (2.3.3), (2.3.4) и (2.3.6), при переходе от сверхкризисной области обтекания к сверхзвуковой, полученные соотношения на режиме $\lambda_1=1.0$, дают одинаковые значения, как угла поворота $\Delta\alpha_M$, так и естественно, и уровня скорости λ_1. Это обеспечивает плавность перехода из одной области обтекания в другую, что имеет место в действительности и дополнительно подтверждает физическую достоверность предлагаемого метода расчета местной сверхзвуковой скорости на профиле типичной компрессорной решетки на сверхкризисных и сверхзвуковых режимах обтекания.

2.4. Потери в области взаимодействия прямого скачка уплотнения с турбулентным пограничным слоем на спинке профиля компрессорной решетки

Дополнительные обозначения

λ_{21}- приведенная скорость за передним скачком уплотнения,

λ_{12}- приведенная скорость перед задним скачком уплотнения,

δ_1- угол отклонения потока в переднем скачке уплотнения,

δ_2- угол отклонения потока в заднем скачке уплотнения,

$\sigma=P_2/P_1$- коэффициент восстановления полного давления,

δ^*_1- толщина вытеснения пограничного слоя,

$\delta^*_{вз}$ - толщина вытеснения за областью взаимодействия ,

$K^*_{вз}=\delta^*_{вз}/\delta^*_1$- коэффициент изменения толщины вытеснения в области взаимодействия,

h- высота области взаимодействия,

Lвз- длина области взаимодействия, остальные обозначения аналогичны обозначениям предыдущих глав.

При взаимодействии прямого скачка уплотнения с турбулентным пограничным слоем в области их взаимодействия возникает система скачков уплотнения [138], [132], [62], [39], [56], [119], [76], [61], [165], [60], [130]. Полное давление потока, проходящего через область взаимодействия, а также интегральные характеристики пограничного слоя претерпевают изменение в области взаимодействия. Коэффициент восстановления полного давления в области взаимодействия и величина толщины вытеснения за областью взаимодействия представляют практический интерес. Так максимальная производительность канала с критическим сечением, находящимся за прямым скачком уплотнения существенно зависит от толщины вытеснения за областью взаимодействия и осредненного коэффициента восстановления полного давления в системе пря

мого скачка и области взаимодействия скачка с пограничным слоем. В частности, к подобной задаче относится задача определения максимальной производительности компрессорной решетки при сверхзвуковом обтекании.

В данном разделе определяются приведенные скорости потека и коэффициент восстановления полного давления в области взаимодействия, а также характерные размеры области и толщины вытеснения за областью взаимодействия, отнесенные к толщине вытеснения пограничного слоя перед областью взаимодействия.

Схематично течение в области взаимодействия прямого скачка уплотнения с турбулентным пограничным слоем можно представить следующим образом. В вязкой жидкости большие перепады статического давления в прямом скачке уплотнения приводят к тому, что повышенное давления по дозвуковой части пограничного слоя распространяется против течения, вызывая уголщение, а затем и отрыв пограничного слоя. В месте отрыва струйки тока, прилежащие к стенке, отклоняются относительно стенки на некоторый угол δ_1. Прямой скачок уплотнения не может реализовать этого отклонения и вместо прямого скачка уплотнения в этой области возникает так называемый передний косой скачок. За передним косым скачком уплотнения поток остается сверхзвуковым. Пересечение переднего косого скачка и основного прямого (см. рис. 2.4.1) определяет величину вертикального размера h области взаимодействия прямого скачка с пограничным слоем.

Выше области взаимодействия поток, проходя через прямой скачек уплотнения, течет параллельно стенке. Поэтому и струйки тока, прошедшие передний косой скачок уплотнения, далее долины развернуться параллельно стенке. Этот разворот происходит в заднем скачке уплотнения. Так как направление струек тока перед передним и за задним скачками уплотнения совпадает с направлением струек тока потенциального ядра и направлением стенки, то разворот потока в заднем скачке δ_2 равен по величине углу разворота потока в переднем скачке δ_1, но имеет противоположный знак, т.е. $\delta_2=-\delta_1$. Точка пересече-

ния заднего скачка с основным прямым скачком совпадает с точкой А (см. рис 2.4.1). Область течения, заключения между передним и задним скачками уплотнения и стенкой, образует область взаимодействия. В области взаимодействия реализуется своеобразное распределение статических давлений (см. рис 2.4.1). Над областью взаимодействия (выше размера h) в потенциальном ядре изменение давления разрывное, а по обтекаемой стенке - непрерывное.

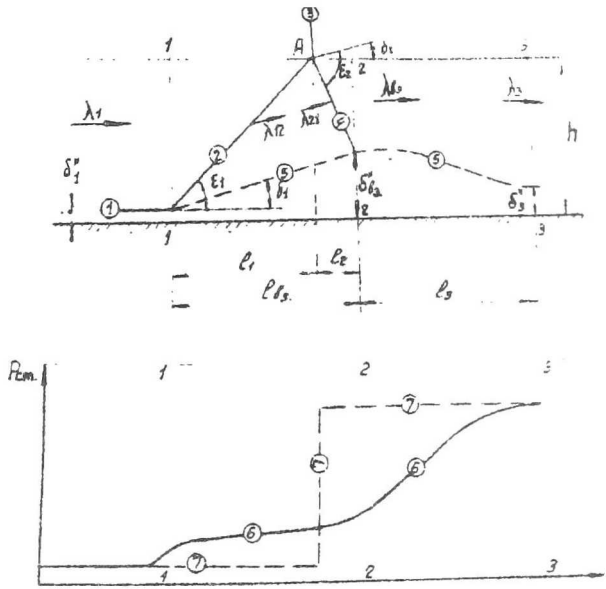


Рис. 2.4.1. Схема области взаимодействия прямого скачка уплотнения с пограничным слоем:

1 - толщина вытеснения пограничного слоя,

2 - передний косой скачок уплотнения,

3 - прямой скачок уплотнения в ядре потока,

4 - задний косой скачок уплотнения,

5 - толщина вытеснения за областью взаимодействия,

6 - изменение статического давления по стенке,

7 - изменение статического давления в ядре потока

Рядом экспериментальных исследований установлено, что интенсивность

переднего косого скачка уплотнения, характеризуемая отношением статических давлений $(P_2/P_1)_1$, при турбулентном пограничном слое является функцией только приведенной скорости $\lambda_1(M_1)$ набегающего потока и не зависит от числа Рейнольдса [60], [119], [132] и [138].

В [132], на основании анализа большего количества экспериментальных данных, показано, что зависимость отношения статических давлений $(P_2/P_1)_1$, вызывающая отрыв турбулентного пограничного слоя, определяется соотношением:

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_1 = 0.515 + 0.675 M_1. \qquad (2.4.1)$$

Это соотношение использовано для расчета характерных параметров области взаимодействия. По соотношениям для косого скачка уплотнения [165] с использованием (2.4.1) определяются параметра переднего скачка, а именно скорость за скачком, угол поворота потока и коэффициент восстановления полного давления в скачке.

Параметры заднего косого скачка определяются из условия потенциальности сверхзвукового течения между передним и задним скачками

$$\lambda_{21} = \lambda_{12},$$

и условия, что

$$\delta_2 = -\delta_1.$$

Расчеты, проведенные автором, показали, что при $\lambda_1 = 1.0 \div 1.2$ принятая схема не реализуется, и поэтому величины скорости за областью взаимодействия и других параметров в этом интервале определяются интерполированием соответствующих зависимостей. На рис. 2.4.2 изображены зависимости величины угла отклонения δ_1 и приведенной скорости за передним скачком от λ_1 для К=1.4.

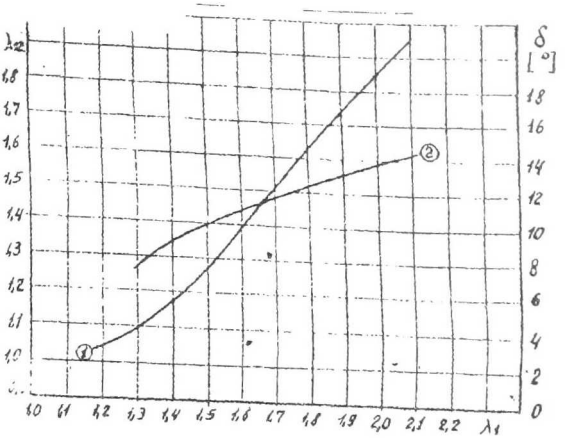


Рис. 2.4.2. Зависимости скорости и угла от $\lambda 1$:

1-$\lambda_{21}=\lambda_{12}$, 2-$\delta_1=\delta_2$

На рис. 2.4.3 изображена зависимость приведенной скорости за областью взаимодействия $\lambda_{вз}$ от скорости λ_1.

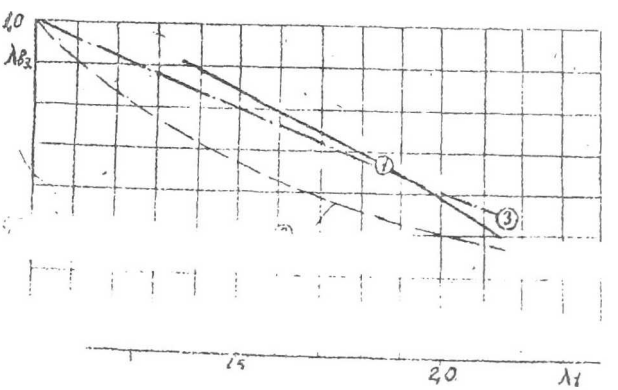


Рис 2.4.3. Зависимости скоростей от $\lambda 1$:

1 - $\lambda_{вз}$, 2 - λ_2 за прямым скачком уплотнения, 3 - аппроксимация $\lambda_{вз}=1-0.4\times(\lambda_1-1)$

На рис. 2.4.4 приведен суммарный коэффициент восстановления полного давления в области взаимодействия (к=1.4) величина которого хорошо аппроксимируется соотношением:

$$\sigma_{вз}=\sigma_{ск1}\times\sigma_{ск2}\approx 1-0.5(\lambda_1-1)^3$$

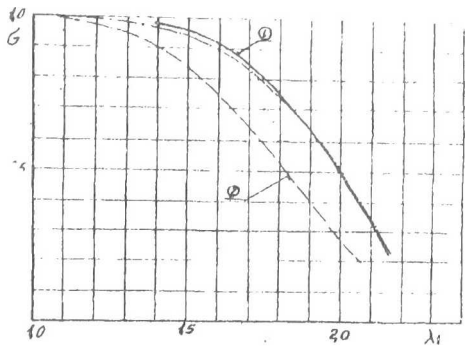


Рис. 2.4.4. Зависимость потерь от λ_1:

1-за областью взаимодействия, 2-в прямом скачке уплотнения,

- - - -аппроксимация $\sigma_{вз}=1-0.5(\lambda_1-1)^3$

Как следует из рис. 2.4.4, коэффициент $\sigma_{вз}$ имеет больший уровень по сравнению с коэффициентом восстановления полного давления в прямом скачке уплотнения, что соответствует выводам [62].

При известных значениях скорости за областью взаимодействия $\lambda_{вз}$ и коэффициенте восстановления полного давления в области взаимодействия $\sigma_{вз}$ из уравнения неразрывности

$$q(\lambda_1)\times(h-\delta^*_1)=q(\lambda_{вз})\times(h-\delta^*_{вз})\times\sigma_{вз}$$

определяется зависимость толщины вытеснения $\delta^*_{вз}$ от высоты h и толщины вытеснения пограничного слоя δ^*_1.

$$\frac{\delta^*_{вт}}{\delta^*_1}=K^*_{вт}=\frac{h}{\delta^*_1}\times\left[1-\frac{q(\lambda_1)}{\sigma_{вт}\times q(\lambda_{вт})}\right]+\frac{q(\lambda_1)}{\sigma_{вт}\times q(\lambda_{вт})}. \qquad (2.4.2)$$

Анализ рис. 132 [165] и рис. 1 [60] показывает, что отношение вертикального размера h области взаимодействия прямого скачка уплотнения с турбу-

лентным пограничным слоем (к=1.4) к толщине вытеснения пограничного слоя δ^*_1 в диапазоне λ_1=1.61÷1.96 близко к четырнадцати (см. рис.2.4.5).

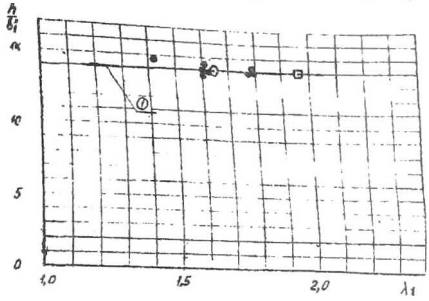


Рис. 2.4.5. Зависимость относительной высоты от λ_1:
o - эксперимент [165], - эксперимент [60], • - эксперимент [130], 1- аппроксимация h/δ^*_1=14=const

Экспериментальные данные [130], приведенные на рис. 2.4.5., также подтверждают этот вывод.

Отсюда при допущении, что в диапазоне λ_1=1.3÷2.0 величина h/δ^*_1 не зависит от скорости набегающего потока и равна

$$\frac{h}{\delta_1^*}=14=\text{const}, \qquad (2.4.3)$$

по (2.4.2) рассчитывается $K^*_{вз}$.

$$K^*_{вз}=1+11.2(\lambda_1-1)^2-5(\lambda_1-1)^3.$$

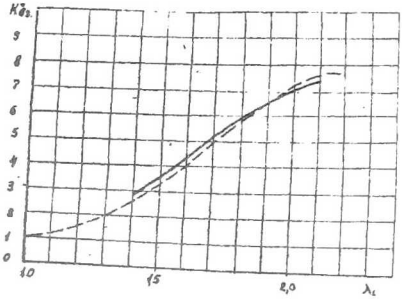


Рис. 2.4.6. Зависимость коэффициента утолщения пограничного слоя от λ
——расчет, - - - - аппроксимация

На рис. 2.4.6 приведены значения $K^*_{вз}$, рассчитанные по соотношениям (2.4.2) и (2.4.3) для к=1.4. Эти значения, в зависимости от величины λ_1, хорошо аппроксимируются соотношением:

$$K^*_{вз}=1+11.2(\lambda_1-1)^2-5(\lambda_1-1)^3 \qquad (2.4.4)$$

Осевой размер области взаимодействия $l_{вз}$ (см. рис. 2.4.1) определяется соотношением:

$$l_{вз}=\frac{L_{вз}}{\delta_1^*}=\frac{K^*_{вз}-1}{tg\delta_1},$$

которое для к=1.4, как следует из рис.6.7, хорошо подтверждается экспериментом [60] и [165] и аппроксимируется зависимостью:

$$\overline{L_{вз}}=30(\lambda_1-1). \qquad (2.4.5)$$

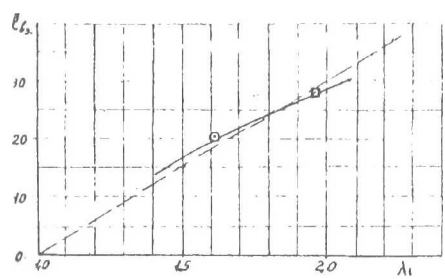


Рис. 2.4.7. Зависимость области взаимодействия от λ_1:
о - эксперимент [165], эксперимент [60], ——— расчет, - - аппроксимация $\overline{L_{вз}}=30(\lambda_1-1)$.

Таким образом, получены соотношения для расчета основных размеров области взаимодействия прямого скачка уплотнения с турбулентным пограничным слоем и определены параметры за областью взаимодействия. Подтверждено положение [62] о том, что потери полного давления в области взаимодействия меньше, чем в прямом скачке уплотнения.

Предлагаемый метод расчета основных параметров области взаимодействия не претендует на точность в деталях, но может быть использован в ряде инженерных приложений.

2.5. Оценка взаимодействия головных волн с трактовым пограничным слоем в сверхзвуковой решетке

Дополнительные:

обозначения

D — периферийный диаметр рабочего колеса компрессора;

f —трактовая площадь;

h - высота тракта и венца осевого компрессора;

$\bar{h} = h/b$ - удлинение венца осевого компрессора;

K^* - коэффициент утолщения пограничного слоя;

L - длина входного участка по спинке профиля;

M — число Маха;

$y_{кр}$ — ордината критической точки на головной волне;

δ^* — толщина вытеснения трактового пограничного слоя;

δ_1 - толщина носика профиля.

индексы

пл - относящейся к плоской решетке;

эф — эффективное;

экс – экспериментальное.

При сверхзвуковых скоростях набегающего потока густые компрессорные решетки обтекаются с образованием отсоединенных головных волн. Отсоединенная головная волна представляет собой некоторый искривленный скачок уплотнения, опирающийся своими торцами на спинку профиля и на трактовые стенки.

В местах контакта головной волны с пограничным слоем, на ограничивающих ее поверхностях профилей и трактовых стенках, возникает область вязкого взаимодействия, в которой пограничный слой утолщается. Утолщен-

ный пограничный слой, загромождая проходные сечения, может существенно (по сравнению с идеальным невязким случаем) изменить картину течения в решетке.

В связи с этим представляется интересным оценить величину и степень загромождения проходных сечений решетки трактовым пограничным слоем.

Как было сказано выше, в густых сверхзвуковых решетках возникают отсоединенные головные волны. Часть головной волны, находящаяся на входе в межлопаточный канал образует замыкающий скачок уплотнения (см. рис. 2.5.1). Часть замыкающего скачка уплотнения ВО, пройдя на некотором расстоянии от носика последующего профиля, выходит из межлопаточного канала и образует ус отсоединенной головной волны. Замыкающий скачок уплотнения концом М опирается на спинку профиля и взаимодействуя с пограничным слоем на ней, вызывая его отрыв при значении приведенной скорости перед областью взаимодействия, большей 1,2. Кроме того, головные волны своими торцевыми частями либо опираются на трактовые стенки в случае неподвижных решеток (направляющих аппаратов), либо скользят по трактовым стенкам в случае вращающихся решеток (рабочих колес). В том и другом случае головные волны взаимодействуют с трактовым пограничным слоем.

В направляющих аппаратах схема взаимодействия головных волн с трактовым пограничным слоем представляется следующей.

На участке ВО отсоединенной головной волны сверхзвуковой поток тормозится до дозвуковой скорости. Вблизи точки В перед носиком профиля скачок уплотнения является прямым, а размеры области взаимодействия скачка с трактовым пограничным слоем, и утолщение пограничного слоя максимальны. По мере движения к точке О интенсивность скачка и размеры области взаимодействия с трактовым пограничным слоем уменьшаются. В точке О (критической точке головной волны) и далее поток остаётся сверхзвуковым, перепады статического давления на этом участке уса малы и не вызывают утолщения трактового пограничного слоя [3].

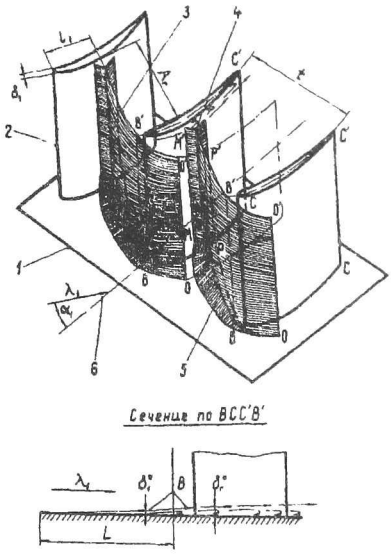


Рис. 2.5.1. Схема обтекания плоской компрессорной решетки сверхзвуковым потоком:

1 - трактовая стенка; 2- профиль; 3- отсоединенная головная волна; 4 - область взаимодействия замыкающего скачка уплотнения с пограничным слоем на спинке профиля; 5- область взаимодействия головной волны с трактовым пограничным слоем; 6 - ось решетки

Так как вблизи точки В область взаимодействия головной волны с трактовым пограничным слоем аналогична области взаимодействия прямого скачка уплотнения с пограничным слоем на пластине, толщину вытеснения за головной волной $\delta^*_в$ можно определить, воспользовавшись зависимостью из работы [87]:

$$\delta^*_в=\delta^*_1 K^*=\delta^*_1(1+11{,}2(\lambda_1-1)^2-5(\lambda_1-1)^3).$$

В точке О и далее на линии, соединяющей её с точкой В, толщина вытеснения пограничного слоя будет равна толщине вытеснения пограничного слоя в набегающем потоке

$$\delta^*_{ов}=\delta^*_1.$$

Изменение толщины вытеснения за головной волной на участке ВО, по-видимому, близко к линейному, и средняя величина толщины вытеснения может быть определена как

$$\delta^*_{ов}=1/2(\delta^*_в+\delta^*_1).$$

Протяженность участка ВО головной волны определяется отношением толщины носика профиля δ_1 к шагу решетки t. Из работы [80] устанавливается связь между ординатой $y_{кр}$ (направление $y_{кр}$ перпендикулярно средней линии носика) критической точки О и толщиной δ_1 в зависимости от приведенной скорости набегающего потока (см. рис. 2.5.2а) и затем при известной величине δ_1/t рассчитывается величина $y_{кр}$ из соотношения

$$\frac{y_{кр}}{t}=\frac{y_{кр}}{\delta_1}\times\frac{\delta_1}{t}.$$

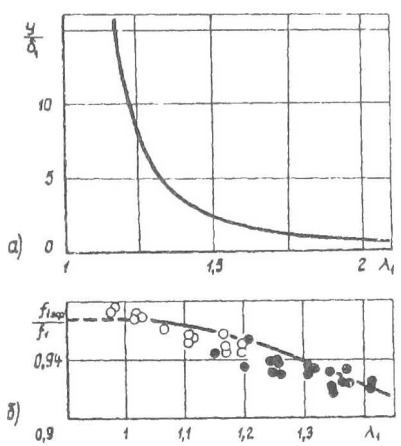


Рис. 2.5.2. Зависимость относительной эффективной площади на входе в рабочее колесо и отношения y/δ_1 от приведенной скорости набегающего потока:

а) $y/\delta_1=f(\lambda_1)$; б) $f_{1эф}/f_1=f(\lambda_1)$

о - без входного направляющего аппарата; • — с входным направляющим аппаратом; ——- расчетная кривая [80]

Очевидно, что чем меньше отношение δ_1/t для решетки направляющего аппарата, тем меньше трактовая толщина вытеснения за отсоединенной головной волной на входе в решетку перед замыкающим скачком уплотнения МВ. (см рис. 2.5.1). Тогда

$$\delta^*_{вм}=\delta^*_1\left(1-\frac{y_{кр}}{t\times\cos\alpha_1}\right)+\delta^*_{во}\frac{y_{кр}}{t\times\cos\alpha_1} \qquad (2.5.1)$$

соотношение (1) достоверно для решеток, у которых величина $y/(t\times\cos\alpha)$ меньше или равна единице. При выводе формулы (2.5.1) предполагалось, что на участке ОР толщина вытеснения δ^*_1 и на участке РМ толщина вытеснения $\delta^*_{во}$ постоянны.

Перед горлом решетки под торцем замыкающего скачка уплотнения образуется область взаимодействия, в которой трактовый пограничный слой еще раз утолщается. Так как замыкающий скачок уплотнения близок к прямому, трактовую толщину вытеснения за замыкающим скачком уплотнения в горле решетки можно определить, воспользовавшись зависимостями из работы [87], полагая с некоторыми допущениями, что скорость перед замыкающим скачком уплотнения равна скорости в набегающем потоке, т.е.

$$\delta^*_г=\delta^*_{вм}\delta^*_{во}\times K^*$$

В случае вращающихся сверхзвуковых решеток (рабочих колес) схема взаимодействия головных волн с трактовым пограничным слоем будет аналогична взаимодействию в направляющем аппарате. Головные волны в рабочем колесе скользят с большой окружной скоростью ($U_к$≈м/сек) по трактовому пограничному слою, поэтому пограничный слой под воздействием перепада статического давления в прямом скачке утолщается равномерно.

Взаимодействие скользящего прямого скачка уплотнения с трактовым пограничным слоем близко к взаимодействию стационарного прямого скачка с пограничным слоем на пластине [87], поэтому толщину вытеснения трактового пограничного слоя $\delta^*_{вв}$ за головной волной на входе в рабочее колесо можно определить по следующему соотношению;

$$\delta^*_{вв}=\delta^*_1\times K^*$$

Полагая также, что на участке ВМ толщина вытеснения постоянна, т.е. $\delta^*_{вв}=\delta^*_{вм}$, и что взаимодействие скользящего замыкающего скачка уплотнения близко взаимодействию стационарного прямого скачка, можно определить трактовую толщину вытеснения за замыкающим скачком в горле решетки рабочего колеса

$$\delta^*_г=\delta^*_{вм}\times K^*$$

Коэффициент K^* с некоторыми допущениями можно рассчитать из условия, при котором скорость перед замыкающим скачком уплотнения равна скорости набегающего потока. После расчёта трактовых толщин вытеснения можно определить эффективные трактовые площади на входе и в горле решетки:

$$f_{1эф}=f_1-\delta^*_{вв}\times\pi D;$$

$$f_{гэф}=f_г-\delta^*_г\times\pi D. \qquad (2.5.2)$$

Из формулы (2.5.2) следует, что в сверхзвуковом рабочем колесе взаимодействие волн с трактовым пограничным слоем вызывает уменьшение эффективной трактовой площади в горле решетки, пропорциональное квадрату коэффициента K^*, т.е.

$$f_{гэф}=f_г-\delta^*_1(K^*)^2\times\pi D.$$

Однако в направляющих аппаратах влияние трактового взаимодействия на эффективную площадь в горле решетки несколько меньше и зависит от величины δ_1/t.

Таким образом, в результате взаимодействия головных волн с трактовым пограничным слоем эффективная площадь густых решеток существенно меньшается.

ОЦЕНКА ДОСТОВЕРНОСТИ СХЕМ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ГОЛОВНЫХ ВОЛН С ТРАКТОВЫМ ПОГРАНИЧНЫМ СЛОЕМ

Достоверность приведенных схем взаимодействия головных волн с трактовым пограничным слоем может быть подтверждена экспериментальными значениями эффективной площади на входе в рабочие колеса сверхзвуковых компрес-

соров ОК-19 и ОК-20, полученными при определении характеристик названных компрессоров [67] (см. рис. 2.5.2б). Как следует из рисунка, на дозвуковых режимах обтекания λ_1=0,9 эффективная площадь $f_{1эф}$ на 3% меньше геометрической, что соответствует уменьшению площади на величину толщины вытеснения турбулентного трактового пограничного слоя. На сверхзвуковых режимах обтекания эффективная площадь $f_{1эф}$ уменьшается с ростом приведенной скорости на входе в решетки рабочих колес.

На рис. 2.5.3а приведено сопоставление степени уменьшения эффективной площади на входе в решетки в виде отношения

$$K^*_{f1}=\frac{1-\frac{f_{1эф}}{f_1}}{1-\left(\frac{f_{1эф}}{f_1}\right)_{\lambda_1=1}}$$

с коэффициентом K^* по работе [87]. Это сопоставление показывает, что трактовое взаимодействие вызывает количественно такое же уменьшение эффективной площади на входе в рабочее колесо, какое получилось бы в случае замены криволинейной головной волны прямым скачком.

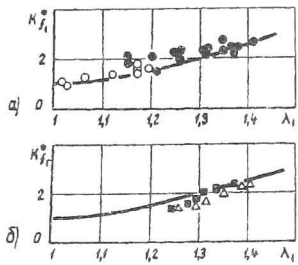


Рис. 2.5.3. Зависимость коэффициентов K^*_{f1} и K^*_{fr} от приведенной скорости набегающего потока λ_1:

а) $K^*_{f1}=f(\lambda_1)$: о - без входного направляющего аппарата; • - с входным направляющим аппаратом; ——— расчётная кривая K^* [87];

б) $K^*_{fr}=f(\lambda_1)$: - для компрессора ОК-19; Δ - для компрессора ОК-20; расчётная кривая K^* [87]

Влияние трактового взаимодействия замыкающего скачка уплотнения на площадь в горле рабочего колеса может быть оценено из сопоставления экспериментальных углов набегающего потока на режиме запирания рабочих колес компрессоров ОК-19 и ОК-20 с расчётными углами набегающего потока, полученными по методике расчёта режима запирания плоских решеток (см. рис. 2.5.4). При условии, что различие между упомянутыми расчётными и экспериментальными углами определяется загромождением трактовой площади в горле вследствие увеличения толщины вытеснения за областью взаимодействия замыкающего скачка уплотнения, можно определить степень уменьшения эффективной площади горла по соотношению так как для компрессоров ОК-19 и ОК-20 $f_{1\,эф}=f_1$.

$$K^*_{fr}=\frac{f_1-f_{1\,эф}}{f_1-f_{1\,эф}}=\frac{\cos\alpha_{1\,кон}}{\dfrac{\cos\alpha_{1\,вх}}{1-\dfrac{f_{1\,эф}}{f_1}}},$$

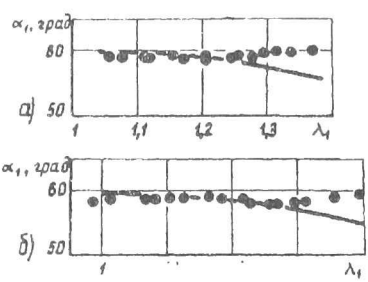


Рис. 5.5.4. Зависимость угла набегающего потока α_1 от приведенной скорости набегающего потока на режиме запирания:

а) компрессор ОК-19;

б) компрессор ОК-20; • - экспериментальная точка;

--- расчетная кривая [87]

На рис. 2.5.3 представлено сопоставление степени уменьшения площади горла решеток рабочих колес компрессоров ОК-19 и ОК-20 с коэффициентом K^*_{fr} по работе [87]. Это сопоставление показывает, что взаимодействие замы-

кающего скачка уплотнения с пограничным слоем вызывает количественно такое же уменьшение площади в горле рабочего колеса, что и получилось бы в случае замены замыкающего скачка прямым. При этом скорость перед прямым скачком принимается равной скорости набегающего потока, а толщина вытеснения перед областью взаимодействия - равной величине $(1-f_{1эф}/f_1)f_1$.

Ветчининым Н.В. показано, что при выполнении рабочего колеса с удлинением, меньшим 1,2, перетекания, возникающие в пограничном слое за областью трактового взаимодействия, охватывают всю высоту лопатки. Интенсивность этих перетеканий в решетках рабочих колес с большим углом отклонении потока настолько велика, что при удлинениях, меньших 0,6 , весь пограничный слой с трактовых стенок межлопаточного канала перемещается на спинку лопатки. Следовательно, чтобы уменьшить область взаимодействия головных волн и влияние перетеканий на течение в сверхзвуковых решетках, необходимо либо выполнять последние с максимально возможным удлинением, либо ослабить отрицательное влияние трактового взаимодействия на характеристики решеток, уменьшив толщину трактового пограничного слоя за счёт его отсоса через пористую или перфорированную стенку [162]. В тех случаях, когда нельзя уменьшить толщину пограничного слоя на трактовой стенке, можно ослабить или даже не допустить проникновение перетеканий в межлопаточный диффузор решетки с помощью различного вида локализаторов [67].

Таким образом, в сверхзвуковом рабочем колесе с густотой решетки большей двух взаимодействие головных волн с трактовым пограничным слоем может вызывать существенное уменьшение эффективной трактовой площади на входе в решетку.

В сверхзвуковых направляющих аппаратах воздействие трактового взаимодействия на эффективную трактовую площадь несколько меньше, чем в рабочих колесах, но сильно зависит от густоты решетки и толщины носика профиля.

Следует отметить, что в настоящее время нашли применение различного рода надроторные устройства (см. раздел 6.1), которые создают устойчивое

циркуляционное течение через перфорированную трактовую стенку и присоединенный объем. Сочетание перфорированной стенки (также применяемой в сверхзвуковых аэродинамических трубах для ликвидации взаимодействия скачков уплотнения с пограничными слоями на стенках) с циркуляцией через присоединенный объем, как следует из испытаний сверхзвуковых рабочих колес, существенным образом ослабляют взаимодействие головных волн с трактовым пограничным слоем. Эффект проявляется в виде увеличение запасов ГДУ на 10~20% и КПД на 1~2% (см. раздел 6.1).

2.6. Потери полного давления в полусвободном следе, возникающем при взаимодействии скачка уплотнения с пограничным слоем на спинке профиля

Дополнительные обозначения

$U_{осн.п}$ - скорость на внешней границе следа (скорость основного потока),

$U_{мин}$ - скорость на внутренней границе следа,

δ- толщина следа (ограниченная струйкой тока выше, которой поток можно рассматривать как поток идеальной жидкости и либо осью свободного следа, либо стенкой в случае полусвободного следа),

δ^*, δ^{**}, δ^{***}- толщины вытеснения, потери импульса и потери энергии,

H^0, H, H^{00} - коэффициенты формы профиля скорости в следе,

K, K^*,K^{**},K^{***} - коэффициенты изменения условных толщин следа,

$l_п$ - длина пути турбулентного перемешивания,

P - статическое давление,

ρ - статическая плотность,

$\overline{U}_{мин} = U_{мин}/U_{осн.п}$ - отношение скорости на внутренней границе следа к скорости основного потока,

остальные обозначения аналогичны обозначениям предыдущих глав.

В [59] предложен метод расчета задач свободной турбулентности следа и струи (см. рис. 2.6.1) при наличии продольного градиента давления. Представляет также определенный интерес решение задач полусвободной турбулентности, в которых ось струи или следа совпадает с тонкой пластинкой (см. рис. 2.6.1).

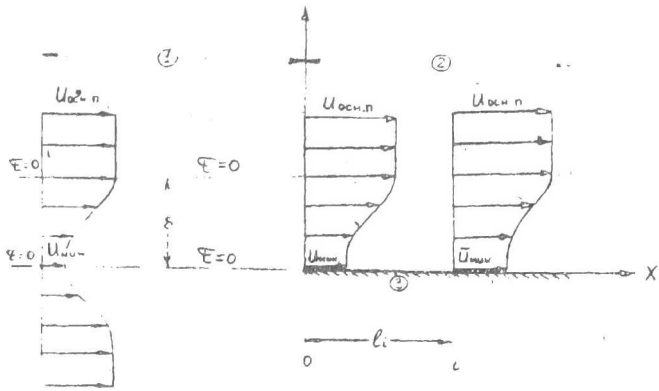


Рис. 2.6.1. Схема основных размеров и обозначений плоского полусвободного следа:

1 - свободный турбулентный след, 2 - полусвободный турбулентный след, 3 - стенка

К такой задаче может быть сведена задача расчета течения в двухрядной компрессорной решетке в том случае, когда след от лопатки первого ряда попадает на лопатку второго ряда, задача расчета интегральных характеристик потока за прямым скачком уплотнения в области его взаимодействия с пограничным слоем на пластине, а такие ряд других инженерных задач.

Целью данного раздела является определение интегральных характеристик полусвободного следа в дозвуковом потоке с продольным градиентом давления.

В настоящем разделе при определении в рассматриваемом сечении интегральных толщин полусвободного следа пренебрегается влиянием пограничного слоя, возникающего на ограничивающей стенке, и полагается, что параметры следа (δ, δ^*, δ^{**}, δ^{***} и $U_{мин}$) в исходном сечении, а также изменение скорости на внешней границе следа (в основной потоке) известны. Случай, когда в турбулентном следе имеют место обратные течения, не рассматривается.

Метод, использованный в данном разделе аналогичен методу [59] приме-

ненному к задачам свободной турбулентности при наличии продольного давления. Основное отличие задач, рассмотренных в [59] и в настоящей разделе заключается в том, что для свободной турбулентности длина пути турбулентного перемешивания $l_п$ постоянна во всех точках поперечного сечения, тогда как для полусвободной турбулентности длина пути турбулентного перемешивания зависит от расстояния рассматриваемой точки до ограничивающей поверхности.

В настоящем разделе, аналогично методу [59] профиль касательного напряжения в полусвободном следе аппроксимируется полиномом, коэффициенты которого определяются из граничных условий на оси потока и границах полусвободного следа при помощи дифференциальных уравнений движения. Определенный таким образом профиль касательного напряжения является следствием уравнения движения и не связан с какими-либо допущениями о механизме турбулентности. Выражение для профиля касательного напряжения в совокупности с той или иной формулой для турбулентного трения позволяет замкнуть задачу и определить профиль скорости, и затем характерные толщины полусвободного следа.

Уравнений осредненного плоского турбулентного движения в полусвободном следе при наличии продольного градиента давления могут быть представлены в виде [116]:

$$U\times\frac{\partial U}{\partial x}+V\times\frac{\partial V}{\partial y}=U_{макс}\times\frac{dU_{макс}}{dx}+\frac{1}{\rho}\times\frac{\partial\tau}{\partial y}, \qquad (2.6.1)$$

$$\frac{\partial U}{\partial x}+\frac{\partial V}{\partial y}=0,$$

где τ - касательное напряжение трения между струями осредненного течения.

Для плоского полусвободного следа (см. рис. 2.6.1) имеем граничные условия:

1. $\bar{y}=0$, $\tau=0$, $\left(\bar{y}=\frac{y}{\delta}\right)$

2. $\bar{y}=1$, $\tau=0$,

3. $\bar{y}=0$, v=0, $\left(\frac{\partial \bar{\tau}}{\partial \bar{y}}\right)_0 = \delta_* \rho \times \left\{ U_{мин} \times \frac{\partial U_{мин}}{\partial x} - U_{макс} \times \frac{dU_{макс}}{dx} \right\}$,

4. $\bar{y}=0$, $U=U_{мин}=f_2(x, U_{макс})$,

5. $\bar{y}=1$, $U=U_{макс}=f_2(x)$. (2.6.2)

Касательное напряжение в турбулентном потоке определяется уравнением:

$$\tau = \rho \times \overline{ln^2} \times \left(\frac{\partial U}{\partial y}\right)^2 \qquad (2.6.3)$$

Зависимость длины пути турбулентного перемешивания l_n от y в полусвободном следе будет аналогична зависимости l_n в турбулентном пограничном слое.

Длина пути турбулентного перемешивания в пограничном слое согласно [27] подчиняется соотношениям:

$$\overline{ln^2} = k_0 \times \bar{y} \qquad (\text{при } \bar{y}<0.2), \qquad (2.6.4)$$

$$\overline{ln^2} = k_0 = const \qquad (\text{при } \bar{y}>0.2). \qquad (2.6.5)$$

Приближенный закон изменения длины пути перемешивания в сечении турбулентного пограничного слоя получим, аппроксимируя плавной кривой значения длины пути перемешивания для внутренней и внешней областей пограничного слоя, определяемых (2.6.4) и (2.6.5).

Упомянутое изменение длина пути перемешивания в сечении турбулентного пограничного слоя достаточно хорошо аппроксимируется выражением

$$\overline{\ell n} = k_1 \times \sqrt{\bar{y}}\,. \qquad (2.6.6)$$

Определив длину пути перемешивания формулой (2.6.4), получим закон сопротивления плоской пластины в безградиентном потоке [68]

$$Z = k_{0x} \frac{U}{\sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}}} = k_0 \times \ln\alpha - \ln\left(\frac{\delta}{U} \times \sqrt{\frac{\tau_{y=0}}{\rho}}\right) - 0.5\,. \qquad (2.6.7)$$

Закон сопротивления (2.6.7) получен приравниванием скорости на внешней границе ламинарного подслоя скорости в самом ламинарном подслое.

Для зависимости длины пути перемешивания по формуле (2.6.6) также

легко получить закон сопротивления плоской пластины в безградиентном потоке

$$Z=k_1\times\frac{U}{\sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}}}=\frac{8}{5}\times\frac{k_0}{k_1}-\ln\left(\frac{\delta}{U}\times\sqrt{\frac{\tau_{x=0}}{\rho}}\right). \qquad (2.6.8)$$

Закон сопротивления (2.6.8) получен при совместном решении формулы (2.6.3) и формулы (3.4) работы [68] на внешней границе турбулентного пограничного слоя.

Закон сопротивления (2.6.7) хорошо подтверждается экспериментом [150]. Коэффициенты k_0 и α, входящие в формулу (5.7) являются универсальными константами, не зависящими от числа Рейнольдса и продольного градиента давления. На основании многочисленных опытов показано, что с достаточной для практических целей точностью можно принять [68]:

$$k_0=0.4 \text{ и } \alpha=11.5.$$

Коэффициент K_1 определим, приравняв правые части (2.6.7) и (2.6.8)

$$k_1=\frac{\frac{8}{5}\times k_0}{k_0\times\alpha-\ln\alpha-0.5}=0.385.$$

Коэффициент k_1 также как и K_0 и α является универсальной константой, не зависящей от числа Рейнольдса и продольного градиента давления. Примем, что в плоском полусвободном следе зависимость касательного напряжения подчиняется формуле (2.6.3). Из условия, что в плоском полусвободном следе изменение длины пути турбулентного перемешивания подчиняется (2.6.5), после подстановки (2.6.6) в (2.6.3) получаем для полусвободного следа:

$$\tau=\rho\times\kappa_1^2\times\bar{y}\times\left(\frac{\partial U}{\partial y}\right)^2 \qquad (2.6.9)$$

Далее, следуя методу Трубчикова [161] и [68], преобразовываем (2.6.9) к виду

$$\tau=\rho\times\kappa_1^2\times\bar{y}\times(U_{\text{макс}}-U_{\text{мин}})\left(\frac{\partial U}{\partial y}\right). \qquad (2.6.10)$$

Соотношение для касательного напряжения, удовлетворяющее граничным

условиям плоского полусвободного турбулентного следа, записывается в виде полинома

$$\tau = b_0 + b_1 \times \bar{y} + b_2 \times \bar{y}^2 \qquad (2.6.11)$$

Где коэффициенты b_0, b_1 и b_2 определяются из граничных условий:

1. $\bar{y}=0$, $\tau=0$, $b_0=0$,

2. $\bar{y}=1$, $\tau=0$, $b_1+b_2=0$, $b_1=-b_2$,

3. $\bar{y}=0$, $\dfrac{d\tau}{d\bar{y}} = \left(\dfrac{d\tau}{d\bar{y}}\right)_0 = b_1$.

Откуда

$$\tau = \left(\frac{d\tau}{d\bar{y}}\right)_0 \times \left(\bar{y} - \bar{y}^2\right) = \left(\frac{d\tau}{d\bar{y}}\right)_0 \times f_3(\bar{y}), \qquad (2.6.12)$$

$$f_3(\bar{y}) = \left(\bar{y} - \bar{y}^2\right). \qquad (2.6.13)$$

Приравнивая (2.6.10) и (2.6.12) получаем зависимость

$$\left(\frac{d\tau}{d\bar{y}}\right)_0 \times f_3(\bar{y}) = \rho \times k_1^2 \times \bar{y} \times (U_{макс} - U_{мин}) \times \frac{\partial U}{\partial \bar{y}},$$

далее подставляя третье граничное условие и сокращая на ρ получаем,

$$\delta_x f_3(\bar{y}) \left[U_{макс} \times \frac{dU_{макс}}{dx} - U_{мин} \times \frac{\partial U_{мин}}{\partial x}\right] = k_1^2 \times (U_{макс} - U_{мин}) \times \bar{y} \times \frac{\partial U}{\partial \bar{y}} \qquad (2.6.14)$$

После преобразования, введения обозначения

$$f_4(x) = -\frac{d}{dx}\left(\frac{U_{макс}^2 - U_{мин}^2}{2}\right) = -\frac{1}{2} \times \frac{d\left(U_{макс}^2 - U_{мин}^2\right)}{dx} \qquad (2.6.15)$$

интегрирования находим

$$U - U_{мин} = \frac{\delta \times f_4(x)}{k_1^2 \times (U_{макс} - U_{мин})} \times \int_0^{\bar{y}} \frac{f_3(\bar{y})}{\bar{y}} d\bar{y}. \qquad (2.6.16)$$

На внешней границе следа имеем

$$U_{макс} - U_{мин} = \frac{\delta \times f_4(x)}{k_1^2 \times (U_{макс} - U_{мин})} \times \int_0^1 \frac{f_3(\bar{y})}{\bar{y}} d\bar{y} \qquad (2.6.17)$$

Поделив (2.6.16) на (2.6.17) получим форму профиля скорости в плоском полусвободном следе, зависящую только от ординаты

$$(U-U_{мин})/(U_{макс}-U_{мин})=(\int_0^{\bar{y}} \frac{f_1(\bar{y})}{\bar{y}} d\bar{y})/(\int_0^1 \frac{f_1(\bar{y})}{\bar{y}} d\bar{y})=F(\bar{y}). \quad (2.6.18)$$

или разрешая (2.6.18) относительно U

$$\bar{U}=\frac{U}{U_{макс}}=\bar{U}_{мин}+F(\bar{y})\times\left[1-\bar{U}_{мин}\right]. \quad (2.6.19)$$

Соотношениями (2.6.18) и (2.6.19) определяется универсальной безразмерный профиль скорости для плоского полусвободного следа, который аналогично профилю для следа в спутном потоке [59] не зависит от продольного градиента давления и числа Рейнольдса. Продольный градиент давления будет сказываться лишь на законе изменения скорости $U_{мин}$ и толщин полусвободного следа вдоль оси X.

Функция $f_3(\bar{y})$, удовлетворяющая граничным условиям плоского полусвободного следа определяется выражением:

$$f_3(\bar{y})=\bar{y}-\bar{y}^2$$

в том случае функция $F(\bar{y})$ равна

$$F(\bar{y})=2\bar{y}-\bar{y}^2. \quad (2.6.20)$$

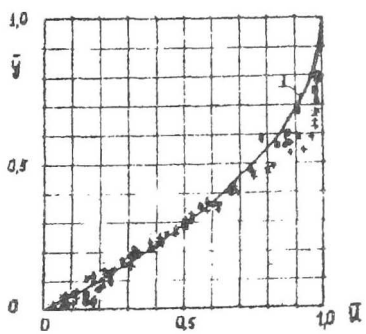


Рис. 2.6.2. Профиль скорости в плоском полусвободном следе при отрыве турбулентного пограничного слоя из-за посадки скорости:

--- - расчетный профиль скорости. Эксперимент [38]: + - модель крыла. o - профиль, Δ - модель крыла, ∇ – профиль, - м одель крыла, ◊ - диффузор, x – диффузор

На рис. 2.6.2 проведено сравнение профиля скорости (2.6.19) с экспериментальным профилем скорости плоского полусвободного следа в точке отрыва, полученном при отрыве плоского турбулентного пограничного слоя под воздействием положительного градиента давления. Как видно из рис.2.6.2 расчетный профиль скорости по (2.6.19) удовлетворительно подтверждается экспериментальными точками [33]. Используя универсальный профиль скорости (2.6.19) можно определить характерные толщины плоского полусвободного следа в виде функции от $\overline{U}_{min}$.

В общем случае интегральные толщины полусвободного следа определяются соотношениями:

$$\frac{\delta^{*}}{\delta} = \int_0^1 \left(1 - \overline{\rho}_{\infty} \overline{U}\right) d\overline{y} = 1 - \int_0^1 \overline{\rho}_{\infty} \overline{U} d\overline{y},$$

$$\frac{\delta^{**}}{\delta} = \int_0^1 \overline{\rho} \frac{\overline{U}_{\infty}}{} \left(1 - \overline{U}\right) d\overline{y} = \int_0^1 \overline{\rho}_{\infty} \overline{U} dy - \int_0^1 \overline{\rho}_{\infty} \overline{U}^2 d\overline{y},$$

$$\frac{\delta^{***}}{\delta} = \int_0^1 \overline{\rho} \frac{\overline{U}_{\infty}}{} \left(1 - \overline{U}^2\right) d\overline{y} = \int_0^1 \overline{\rho}_{\infty} \overline{U} dy - \int_0^1 \overline{\rho}_{\infty} \overline{U}^3 dy.$$

В турбулентном пограничном слое при условиях:

$$\frac{\partial P}{\partial y} = 0, \tag{2.6.21}$$

$$\frac{\partial T_0}{\partial y} = 0, \tag{2.6.22}$$

зависимость $\overline{\rho}$ по сечению пограничного слоя записывается следующим образом [116], [34]

$$\overline{\rho} = \frac{\rho}{\rho_{max}} = \frac{T_{max}}{T} = \frac{1 - a}{1 - a \times \overline{U}^2}, \tag{2.6.23}$$

где

$$a = \frac{k - 1}{k + 1} \times \lambda^2 \tag{2.6.24}$$

Используем и для плоского полусвободного следа условия (2.6.21), (2.6.22) зависимость $\overline{\rho}$ по (2.6.23). Соотношение (2.6.23) после разложения в ряд при-

обретает вид

$$\overline{\rho}=(1-a)\times(1+a\times\overline{U^2}+a^2\times\overline{U^4}+a^3\times\overline{U^6}+a^4\times\overline{U^8}+\ldots\ldots), \quad (2.6.25)$$

позволяющий при интегрировании подучить одну и ту же формулу, как для несжимаемого, так и снимаемого газа.

Проведя замену переменных:

$$1-\bar{y}=\xi,$$

$$d\bar{y}=-d\xi$$

преобразовываем (2.6.19) с учетом (2.6.20) к виду

$$\overline{U}=1-\xi^2\times(1-\overline{U}_{min})$$

и далее, интегрируя соотношения для характерных толщин, получаем после некоторых упрощений и преобразований выражения для коэффициентов формы профиля скорости в полусвободном следе:

$$H^0=\frac{\delta}{\delta^*}=\frac{3}{\left(1+\overline{U}_{min}\right)\times\left[1+0.5a(1+\overline{U}_{min})^2\right]}, \quad (2.6.26)$$

$$H=\frac{\delta^*}{\delta^{**}}=\frac{2.5\times\left[1+0.5a(1+\overline{U}_{min})^2\right]}{\left(1+1.5\overline{U}_{min}\right)\times\left[1+0.7a(\overline{U}_{min}^2-1)\right]}, \quad (2.6.27)$$

$$H^{00}=\frac{\delta^{**}}{\delta^{***}}=\frac{2}{3}\times\frac{1+1.5\overline{U}_{min}}{\left[(1+\overline{U}_{min})^2\right]}. \quad (2.6.28)$$

так как при дозвуковых скоростях основного потока в соотношениях H^0, H и H^{00} члены, содержащие коэффициент „a" во второй и больших степенях незначительны по величине, то ими оказалось возможным пренебречь.

Степень изменения толщин полусвободного следа в рассматриваемом сечении относительно толщин некоторого исходного сечения будем называть коэффициентами изменения толщин:

$$K=\frac{\delta_i}{\delta_1}, \quad (2.6.29)$$

$$K^*=\frac{\delta^*_i}{\delta^*_1}=K\times\frac{H_1^0}{H_i^0}, \quad (2.6.30)$$

$$K^{**}=\frac{\delta^{**}_i}{\delta^{**}_1}=K^*\times\frac{H_1}{H_i}, \quad (2.6.31)$$

$$K^{***}=\frac{\delta^{***}_i}{\delta^{***}_1}=K^{**}\times\frac{H_1^{(x)}}{H_i^{(x)}}. \qquad (2.6.32)$$

Коэффициенты формы профиля скорости в полусвободном следе и коэффициенты изменения толщины полусвободного следа вдоль оси X известны, если известны величина $U_{мин}$ и один из коэффициентов изменения толщин K, K*, K** или K***. При этом изменение скорости на внешней границе полусвободного следа также считается известным.

Зависимость изменения коэффициента K** при переходе от некоторой исходной точки (точки отрыва) до рассматриваемой в точки определяется формулой [116]:

$$K^{**}=\frac{\rho_1}{\rho_i}\times\left(\frac{U_{макс1}}{U_{макс}}\right)^{2+0.5(H_i+H_1)}$$

так как рассматривается теплоизолированное течение в следе (5.23)

$$K^{**}=\frac{\rho_1}{\rho_i}\times\left(\frac{\lambda_1}{\lambda_i}\right)^{2+0.5(H_i+H_1)} \qquad (2.6.33)$$

Изменение величины $\overline{U_{мин}}$ в зависимости от продольного градиента скорости и расстояния между точкой отрыва и текущей точкой можно найти при подстановке текущей толщина полусвободного следа δ_i в (2.6.17) с учетом 2.6.13) и (2.6.15)

$$\frac{d}{dx}\left(U^2_{макс}-U^2_{мин}\right)=-4\times\frac{k_1^2}{\delta_i}\times\left(U_{макс}-U_{мин}\right)^2. \qquad (2.6.34)$$

Текущую толщину следа δ_i можно выразить следующим образом:

$$\delta_i=\delta_1^{*}\times K^{**}\times H_i^{0}\times\frac{H_i}{H_1}. \qquad (2.6.35)$$

После подстановки в (2.6.35) выражений (2.6.33), (2.6.26) и (2.6.27) и разложения членов с $U_{мин}$ и содержащих влияние сжимаемости (λ и a) получаем выражение для δ_i:

$$\delta_i=3\times\delta_1^{*}\times\frac{\rho_1}{\rho_i}\times\left(\frac{\lambda_1}{\lambda_i}\right)^{2+0.5(H_i+H_1)}\times\frac{1+1.5\times\overline{U_{мин1}}}{(1+\overline{U_{мин}})\times(1+1.5\times\overline{U_{мин}})}\times\Pi_i, \qquad (2.6.36)$$

где

$$\Pi_i=\frac{1+0.7\times a_1\times(\overline{U^2_{min1}}-1)}{\left[1-0.7\times a_1\times(\overline{U^2_{min1}}-1)\right]\left[1+0.5\times a_1\times(1+\overline{U}_{min1})^2\right]}.$$

Для несжимаемой жидкости величина Π_i равна единице и не зависит от U. Для сжимаемой жидкости при дозвуковых скоростях основного потека величина Π_i близка к единице и слабо меняется с изменением $\overline{U}_{min}$. Поэтому примем в дальнейших преобразованиях выражения (5.36) эту величину равной среднему значению:

$$\Pi_i=\text{const}=\Pi_{cp}=\frac{\Pi_1+\Pi_2}{2}$$

Выражение для Π_{cp} в развернутом виде запишется следующим образом:

$$\Pi_{cp}=0.5\times\frac{\left[1-0.7\times a_1\times(\overline{U^2_{min1}}-1)\right]+\left[1+0.7\times a_2\times\left(\overline{U^2_{min2}}-1\right)\right]}{\left[1-0.5\times a_1\times(1-\overline{U}_{min1})\right]\left[1+0.7\times a_2\times(\overline{U^2_{min2}}-1)\right]}. \quad (2.6.37)$$

В выражении (2.6.36) функция $0.5\times(H_1+H_2)$ входящая в показатель степени члена

$$\left(\frac{\lambda_1}{\lambda_i}\right)^{2+0.5\times(H_1-H_i)}$$

меняется в пределах от 2 до 3. В связи с тем, что изменение этой функции в таком диапазоне слабо сказывается на конечном результате решения, примем в дальнейших выкладках выражения (2.6.36) эту функцию равной среднему значению: $0.5\times(H_1+H_i)=0.5$.

При принятых допущениях выражение для δ_i запишется следующим образом:

$$\delta_i=3\times\delta_1^*\times\frac{\rho_1}{\rho_i}\times\left(\frac{\lambda_1}{\lambda_i}\right)^{4.5}\times\frac{1+1.5\times\overline{U}_{min1}}{(1+\overline{U}_{min})\times(1+1.5\times\overline{U}_{min})}\times\Pi_{cp}, \quad (2.6.38)$$

После подстановки (2.6.38) в (2.6.34) и вынесения $\overline{U}_{max}$ за скобки получаем:

$$\frac{d}{dx}\left(U^2_{max}\cdot U^2_{min}\right)=-\frac{4}{3}\times\frac{k_1^2}{\delta_1^*}\times\frac{\rho_i}{\rho_1}\times\left(\frac{\lambda_i}{\lambda_1}\right)^{4.5}\times\left(1-\overline{U}_{min}\right)^3\times U^2_{max}\times\frac{1+1.5\times\overline{U}_{min}}{1+1.5\times\overline{U}_{min}}\times\Pi_{cp}$$

Функцию $\left(1-\overline{U_{внш}}\right)^3\times\left(1+1.5\times\overline{U_{внш}}\right)$ аппроксимируем приближенным выражением:

$$\left(1-\overline{U_{внш}}\right)^3\times\left(1+1.5\times\overline{U_{внш}}\right)\approx\left(1-\overline{U^2_{внш}}\right)=\frac{\left(U^2_{макс}-U^2_{внш}\right)^5}{U^{10}_{макс}}$$

После введения новой переменной ($Z=U^2_{макс}-U^2_{внш}$) преобразований и интегрирования с учетом, что ниже приведенный интеграл приближенно равен:

$$\int_0^l\frac{\rho_1}{\rho_1}\times\left(\frac{\lambda_1}{\lambda_1}\right)^{3.5}dx\approx\ 0.5\times\ l\times\left[1+\frac{\rho_2}{\rho_1}\times\left(\frac{\lambda_1}{\lambda_2}\right)^{3.5}\right],$$

получаем выражение для скорости на внутренней границе плоского полусвободного следа:

$$\overline{U_{внш2}}=\sqrt{1-\left(\frac{\lambda_1}{\lambda_2}\right)^2\times\frac{1-\overline{U^2_{внш1}}}{\sqrt[4]{1+\frac{2}{3}\times k_1^2\times\frac{l}{\delta_1^{**}}\times\frac{\left(1-\overline{U_{внш1}}\right)^2}{1+\overline{U_{внш1}}}\times\left[1+\frac{\rho_2}{\rho_1}\times\left(\frac{\lambda_1}{\lambda_2}\right)^{3.5}\right]}\times\Pi_{-p}}}\qquad(2.6.39)$$

Соотношением (2.6.39) устанавливается связь скорости $\overline{U_{внш}}$ на внутренней границе плоского полусвободного (без обратных токов) следа в зависимости от продольного градиента скорости, скорости в исходной точке и расстояния от исходной точки в калибрах исходной толщины следа. После определения величины $\overline{U_{внш}}$ в рассматриваемом сечении, по (2.6.26)÷(2.6.32) рассчитываются все характеристики следа. Вследствие независимости профиля скорости в полусвободном следе от числа Рейнольдса, следует вывод о независимости от числа Рейнольдса полученных характеристик полусвободного следа.

Таким образом, получен метод расчета характеристик полусвободного следа, как для несжимаемого, так и сжимаемого газа.

2.7. Расчет турбулентного пограничного слоя и полусвободного следа на профиле компрессорной лопатки

Дополнительные обозначения

C_F - коэффициент трения пластины,

μ^* - коэффициент недоиспользования проходной площади канала,

$Re1=(\rho \times U \times L)/\mu$ - число Рейнольдса,

$\bar{U} = U/U_{осн.п}$ - отношение скорости в пограничном слое к скорости основного потока,

$\bar{\rho} = \rho/\rho_{осн.п}$ - отношение статической плотности в пограничном слое к плотности основного потока,

F - геометрическая площадь канала,

$F_{эф}$ - эффективная площадь канала,

ΔF^* произведение периметра канала на толщину вытеснения пограничного слоя по этому периметру,

L_1 расстояние от носика профиля до области взаимодействия замыкающего скачка уплотнения с пограничным слоем на спинке профиля,

Δ - высота бугорка шероховатости поверхности участка ,

$L_г$ - расстояние от области взаимодействия до горла решетки, остальные обозначения аналогичны обозначениям предыдущих глав.

При течении реальной жидкости вблизи стенки образуется зона пониженных скоростей. Из-за этой зоны толщиной δ максимально-возможный объемный расход газа, протекающего через данную проходную площадь канала будет меньше на величину коэффициента недоиспользования площади μ^*. Количество движения и кинетическая энергия газа протекающего через этот канал также уменьшаются.

Коэффициент недоиспользования площади определяется выражением

$$\mu^{*}=\frac{F_{ид}}{F}=1-\frac{\Delta F^{*}}{F},$$

записываемым для плоского канала бесконечной ширины и высотой $A_г$ в виде

$$\mu^{*}=1-\frac{\delta^{*}}{A_г}. \qquad (2.7.1)$$

Величина уменьшения кинетической энергии оценивается коэффициентом восстановления полного давления σ, записываемым для этого канала согласно [64] в виде

$$\sigma=\frac{1}{\left[1+\frac{\delta^{***}}{A_г\times\mu^{*}}\times\frac{1}{k+1}\times\left(\frac{k+1}{k-1}\times\lambda^{2}-1\right)\right]^{\frac{k}{k-1}}} \qquad (2.7.2)$$

Коэффициент σ также может быть рассчитан и по приближенному выражению [68], пригодному для дозвуковой области течения и записываемому для плоского канала бесконечной ширины и высотой $A_г$ в виде

$$\sigma=1-\frac{k}{k+1}\times\lambda^{2}\times\frac{\delta^{***}}{A_г\times\mu^{*}}.$$

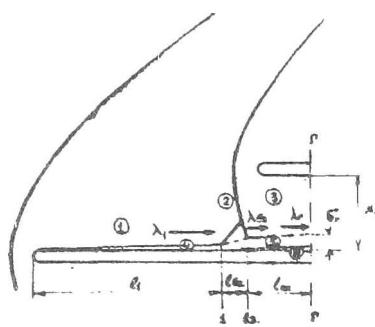


Рис. 2.7.1. Схема течения на входном участке компрессорной решетки, обтекаемой сверхзвуковым потоком

1 - зона безградиентного течения; 2 -прямой скачок уплотнения; 3 - зона ускоренного течения; 4 - пограничный слой; 5 - полусвободный след; 6 - пограничный слой

На рис. 2.7.1 приведена схема течения на входном участке компрессорной решетки, обтекаемой сверхзвуковым потоком [157]. В зоне 1 течение близко к безградиентному. На входе в межлопаточный канал образуется прямой скачок уплотнения, в котором сверхзвуковой поток тормозится до дозвуковых скоростей. Втекая в межлопаточный канал, поток разгоняется.

На участке L_1 образуется сжимаемый турбулентный пограничный слой. Перед межлопаточным каналом этот пограничный слой в области взаимодействия со скачком уплотнения [87] отрывается и образует полусвободный след, который при течении до минимального сечения межлопаточного канала (горла) несколько размывается из-за наличия разгона. Под следом на участке $L_{сл}$ образуется пограничный слой. Ввиду незначительности расстояния $L_{сл}$ по сравнению с L_1 у типичных компрессорных решеток, влиянием этого пограничного слоя на течение можно пренебречь. Для оценки степени недоиспользования проходной площади в горле решетки и расчета коэффициента восстановления полного давления, характеризующего долю потерь на образование и выравнивание полусвободного следа, необходимо знать условные толщины следа в горле.

Целью данного раздела является разработка порядка и необходимых соотношений для расчета условных толщин полусвободного следа в горле решетки.

Учитывая, что для пограничного слоя на пластине в безградиентном потоке имеет место зависимость [116]

$$\delta^{**}=0.5\times L\times C_f,$$

то толщину потери импульса несжимаемого пограничного слоя, образующегося на участке L_1, можно рассчитать через коэффициент трения гладкой пластины в безградиентном потоке несжимаемой жидкости нулевой турбулентности $C_{f0гл}$ и поправочные коэффициенты, учитывающие шероховатость поверхности участка L_1

$$K^{**}_{шер}=\frac{C_{f0}}{C_{f02гл}}=\frac{\delta^{**}_{0}}{\delta^{**}_{02гл}}$$

и степень турбулентности основного потока

$$K^{**}_{E}=\frac{C_{f0E}}{C_{f0=0}}=\frac{\delta^{**}_{0E}}{\delta^{**}_{0E=0}}.$$

Зависимость коэффициента K^{**}_{E} от степени турбулентности определяется по экспериментальным данным [64], представленным на рис. 2.7.2 и аппроксимируемыми соотношением:

$$K^{**}_{E}=1+0.03\times E^{2}. \qquad (2.7.3)$$

Зависимость коэффициента $K^{**}_{шер}$ от относительной высоты бугорков шероховатости Δ/L_1 определяется по экспериментальным данным [122], представленным на рис. 2.7.3 и аппроксимируемыми для диапазона чисел Рейнольдса $10^5\div10^9$ соотношением

$$K^{**}_{шер}=1+60\times\left(\frac{\lg Re\,l}{7}\right)^{2}\sim\sqrt{\frac{\Delta}{\ell_1}}$$

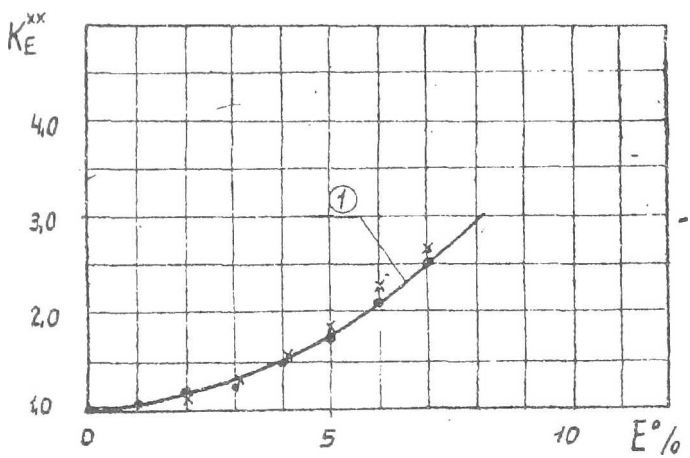


Рис. 2.7.2. Зависимость коэффициента утолщения пограничного слоя из-за воздействия турбулентности потока:

• - $Re l=10^5$, x - $Re l=10^6$, 1 - аппроксимация $K^{**}_{E}=1+0.03\times E^{2}$

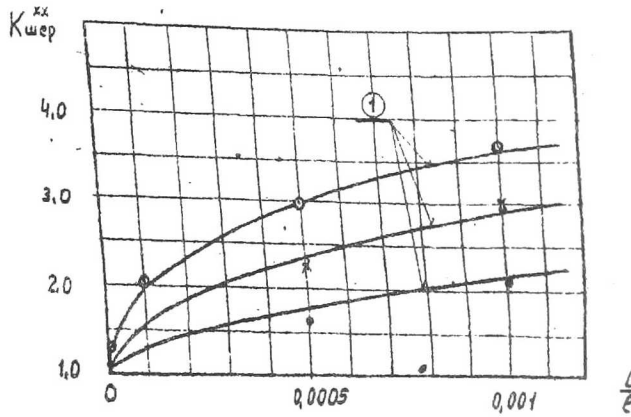


Рис. 2.7.3. Зависимость коэффициента утолщения пограничного слоя из-за воздействия шероховатости поверхности:

• - Rel=10^6, x - Rel=10^7, o - Rel=10^8, 1 – аппроксимация

Откуда

$$\delta^{**}_{10}=0.5\times L_1\times C_{fогл}\times K^{**}_{шер}\times K^{**}_{E}$$

где $C_{fогл}$ определяется числом Рейнольдса Rel по экспериментальным данным [64] или [116], и приведенным на рис. 2.7.4.

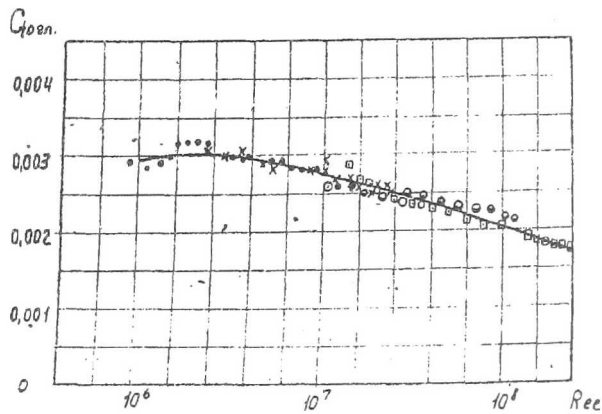


Рис. 2.7.4. Коэффициент трения гладкой пластины в безградиентном потоке несжимаемой жидкости нулевой турбулентности

При известной толщине потери импульса δ^{**}_{10} условные толщины сжимаемого турбулентного пограничного слоя на участке L_1 определяются через коэффициенты формы профиля скорости в турбулентном пограничном слое в потоке несжимаемой жидкости

$$H^{0}_{0} = \frac{\delta_0}{\delta^{*}_0},$$

$$H_0 = \frac{\delta^{*}_0}{\delta^{**}_0},$$

$$H^{00}_{0} = \frac{\delta^{**}_0}{\delta^{***}_0}$$

поправочные коэффициенты, учитывающие сжимаемость

$$K_{\lambda} = \frac{\delta_{\lambda}}{\delta_0},$$

$$K^{*}_{\lambda} = \frac{\delta^{*}_{\lambda}}{\delta^{*}_0},$$

$$K^{**}_{\lambda} = \frac{\delta^{**}_{\lambda}}{\delta^{**}_0},$$

$$K^{***}_{\lambda} = \frac{\delta^{***}_{\lambda}}{\delta^{***}_0},$$

следующим образом:

$$\delta_{1\lambda}=\delta^{**}_{10}\times H^{0}_{0}\times H_0\times K_{\lambda},$$

$$\delta^{*}_{1\lambda}=\delta^{**}_{10}\times H_0\times K^{*}_{\lambda},$$

$$\delta^{**}_{1\lambda}=\delta^{**}_{10}\times K^{**}_{\lambda},$$

$$\delta^{***}_{1\lambda}=\delta^{**}_{10}\times \frac{K^{***}_{\lambda}}{H^{00}_{0}},$$

где индекс "λ" означает параметры сжимаемого пограничного слоя.

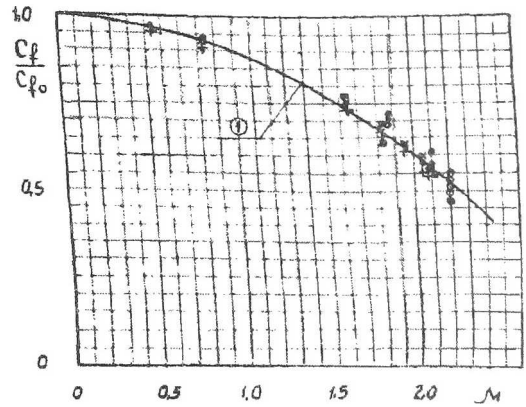


Рис. 2.7.5. Зависимость отношения коэффициентов трения гладкой пластины в безградиентном потоке от λ_1:

[98], + $Re_l=6\times10^6$ [98], x - $Re_l=10\times10^6$ [96], • - $Re_l=16\times10^6$ [96], 1- аппроксимация $C_{f2}/C_{f0}= 1- 0.1\times\lambda^2$

Коэффициент K^{**}_λ определяется по экспериментальной зависимости отношений коэффициентов трения гладкой плоской пластины в безградиентных потоках сжимаемой и несжимаемой жидкости [98] и [96], представленной на рис. 2.7.5 и аппроксимируемой для диапазона $\lambda=0\div2.0$ соотношением:

$$K^{**}_\lambda=\frac{C_{f\lambda}}{C_{f0}}= 1- 0.1\times\lambda^2 \qquad (2.7.7)$$

Поправочные коэффициенты K_λ, K^{*}_λ и K^{***}_λ определяются через коэффициент K^{**}_λ и коэффициенты профиля скорости в пограничном слое соответственно в безградиентных потоках несжимаемой и сжимаемой жидкости:

$$K^{*}_\lambda=K^{**}_\lambda\times\frac{H_\lambda}{H_0},$$

$$K_\lambda=K^{*}_\lambda\times\frac{H^0_\lambda}{H^0_0},$$

$$K^{***}_\lambda=K^{**}_\lambda\times\frac{H^{\infty}_\lambda}{H^{\infty}_0}$$

Коэффициенты формы профиля скорости в пограничном слое в безградиентных потоках несжимаемой и сжимаемой жидкости рассчитываются по известным распределениям скорости и плотности в пограничном слое через условные толщины:

$$\delta^{*}=\delta\times(1-\int_{0}^{1}\bar{\rho}\times\bar{U}\times d\bar{y}),$$

$$\delta^{**}=\delta\times(\int_{0}^{1}\bar{\rho}\times\bar{U}\times d\bar{y}-\int_{0}^{1}\bar{\rho}\times\overline{U^{2}}\times d\bar{y}),$$

$$\delta^{***}=\delta\times(\int_{0}^{1}\bar{\rho}\times\bar{U}\times d\bar{y}-\int_{0}^{1}\bar{\rho}\times\overline{U^{3}}\times d\bar{y}).$$

Если распределение скоростей в пограничном слое подчиняется степенной зависимости

$$\bar{U}=(\bar{y})^{\frac{1}{n}},$$

а распределение плотности зависимости [83]

$$\bar{\rho}=(1-a\lambda^{2})(1+a\overline{U^{2}}+a^{2}\overline{U^{4}}+a^{3}\overline{U^{6}}+\ldots),$$

где

$$a=\frac{k-1}{k+1}\times\lambda_{1}^{2},$$

то после соответствующих преобразований получаем выражения для коэффициентов формы профиля скорости в пограничном слое в безградиентном потоке сжимаемой жидкости:

$$H_{1}=\frac{\delta}{\delta^{*}}=\frac{1}{1-n(1-a)\times[\frac{1}{n+1}+\frac{a}{n+3}+\frac{a^{2}}{n+5}+\frac{a^{3}}{n+7}+\ldots\ldots]},\qquad(2.7.9)$$

$$H_{2}=\frac{\delta^{*}}{\delta^{**}}=\frac{1-n(1-a)\times[\frac{1}{n+1}+\frac{a}{n+3}+\frac{a^{2}}{n+5}+\ldots\ldots]}{n(1-a)\times[\frac{1}{n+1}+\frac{a}{n+3}+\frac{a^{2}}{n+5}+\frac{a^{3}}{n+7}+\ldots\ldots-\frac{1}{n+2}-\frac{a}{n+4}-\frac{a^{2}}{n+6}-\ldots\ldots]},\qquad(2.7.10)$$

$$H^{00}_{\lambda} = \frac{\delta^{**}}{\delta^{***}} = \frac{\frac{1}{n+1} + \frac{a}{n+3} + \frac{a^2}{n+5} + \cdots - \frac{1}{n+2} - \frac{a}{n+4} - \frac{a^2}{n+6} - \cdots}{\frac{1}{n+1} + \frac{a}{n+3} + \frac{a^2}{n+5} + \frac{a^3}{n+7} + \cdots - \frac{1}{n+3} - \frac{a}{n+5} - \frac{a^2}{n+7} - \cdots} \qquad (2.7.11)$$

Для несжимаемой жидкости (a=0) из (2.7.9)÷(2.7.11) следует

$$H^0_0 = n+1,$$

$$H_0 = \frac{n+2}{n},$$

$$H^{00}_0 = \frac{n+3}{2_{\times}(n+2)}.$$

Откуда при $Rel=10^6$, n=6 получаем известный результат:

$$H^0_0 = 7,\ H_0 = 1.33,\ H^{00}_0 = 0.562.$$

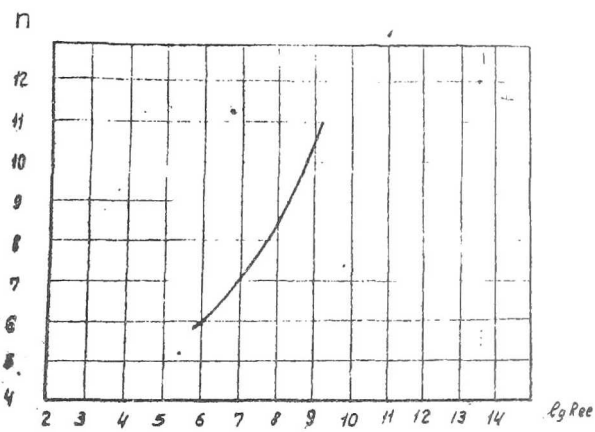


Рис. 2.7.6. Влияние числа Рейнольдса на профиль скорости в турбулентном пограничном слое по [163]

Показатель степени n распределения скоростей пограничного слоя в безградиентном потоке несжимаемой жидкости, являющийся функцией числа Рейнольдса Rel и степени турбулентности основного потока E определяется по рис. 2.7.6 и 2.7.7, построенным по экспериментальным данным [163] и [64]. Причем в расчет закладывается большее из определенных по рис. 2.7.6 и 2.7.7 значение показателя n.

На рис. 2.7.8 и 2.7.9 приведены расчетные и экспериментальные уровни

коэффициентов формы H^0_λ и H_λ профиля скорости в турбулентном пограничном слое на плоской пластине при безградиентном течении.

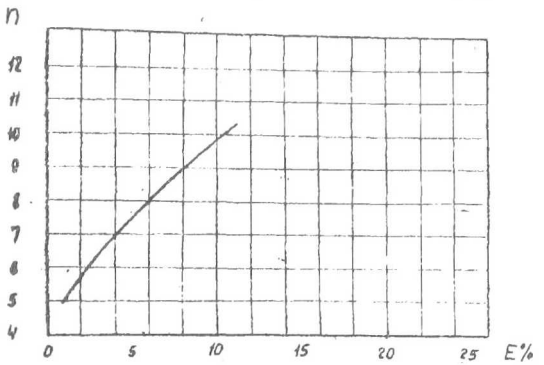


Рис. 2.7.7. Влияние степени турбулентности основного потока на профиль скорости в турбулентном пограничном слое по [64]

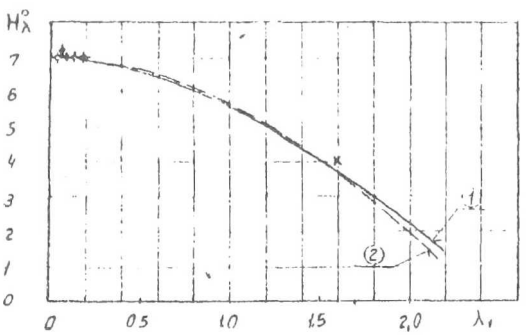


Рис. 2.7.8. Зависимость H_λ при $Re_l \approx 10^6$ (n=6):

• - эксперимент [152], о - эксперимент [128], х - эксперимент [129], 1 - расчет при n=6, к=1.4, 2- - аппроксимация $H^0_\lambda=(n+1)-1.3\lambda^2_1$

Из рис. 2.7.8 и 2.7.9 следует, что расчетные значения коэффициентов формы H^0_λ и H_λ хорошо подтверждаются экспериментальными точками для чисел Рейнольдса и степени турбулентности E обеспечивающих распределение скорости в пограничном слое по степенному закону с показателем n=6.

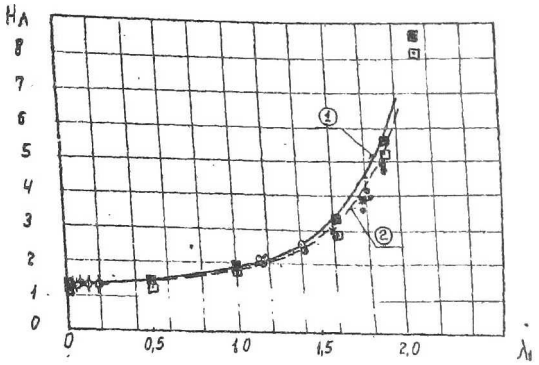


Рис. 2.7.9. Зависимость H_λ при $Re1 \approx 10^6$ (n=6):

• - эксперимент [152], о - эксперимент [128], х - эксперимент [129], * - эксперимент [130], • - эксперимент [34], 1 - расчет при n=6, к=1.4, 2 - аппроксимация $H_\lambda=(n+2)/n+ 0.32 \times \lambda_1^4$, расчет при n=6 [34], - расчет при n=9 [34]

На рис. 2.7.9 также приведены расчетные данные согласно методики ЦИАМа [34]. Как следует из рис. 2.7.9 расчет по (2.7.10) хорошо соответствует [34]. Из рис. 2.7.8 и 2.7.9 видно, что зависимости H^0_λ и H_λ в диапазоне $\lambda=0 \div 2.0$, можно аппроксимировать следующими соотношениями:

$$H^0_\lambda=(n+1)-1.3\lambda^2_1$$

$$H_\lambda=(n+2)/n+ 0.32 \times \lambda_1^4.$$

Несмотря на то, что по коэффициенту формы H^{00}_λ нет экспериментальных данных, можно полагать, что расчетная зависимость H^{00}_λ аналогично зависимостям H^0_λ и H_λ должна соответствовать эксперименту. Проведенные расчеты показали, что коэффициент формы H^{00}_λ практически не зависит от сжимаемости и может быть принят равным коэффициенту формы профиля скорости для несжимаемой жидкости

$$H^{00}_\lambda=H^{00}_0=\frac{n+3}{2\times(n+2)}.$$

Условные толщины полусвободного следа непосредственно за областью

взаимодействия скачка уплотнения с пограничным слоем определяются через условные толщины турбулентного пограничного слоя ($\delta_{1\lambda}$, $\delta^{*}_{1\lambda}$, $\delta^{**}_{1\lambda}$, $\delta^{***}_{1\lambda}$) и коэффициенты, учитывающие степень изменения условных толщин в области взаимодействия

$$K_{вз}=\frac{\delta_1}{\delta_{нз}},$$

$$K^{*}_{вз}=\frac{\delta^{*}_1}{\delta^{*}_{нз}},$$

$$K^{**}_{вз}=\frac{\delta^{**}_1}{\delta^{**}_{нз}},$$

$$K^{***}_{вз}=\frac{\delta^{***}_1}{\delta^{***}_{нз}}$$

следующим образом

$$\delta_{вз}=\delta_{1\lambda}\times K_{вз},$$

$$\delta^{*}_{вз}=\delta^{*}_{1\lambda}\times K^{*}_{вз},$$

$$\delta^{**}_{вз}=\delta^{**}_{1\lambda}\times K^{**}_{вз},$$

$$\delta^{***}_{вз}=\delta^{***}_{1\lambda}\times K^{***}_{вз}.$$

В [87] получено соотношение для коэффициента $K^{*}_{вз}$, учитывающего степень изменения толщины вытеснения сжимаемого турбулентного пограничного слоя при отрыве в области взаимодействия с прямым скачком уплотнения

$$K^{*}_{вз}=1+11.2\times(\lambda_1-1)^2-5\times(\lambda_1-1)^3. \qquad (2.7.12)$$

Остальные поправочные коэффициенты определяются через коэффициенты формы профиля скорости в пограничном слое перед областью взаимодействия и полусвободного следа за областью взаимодействия:

$$K_{вз}=K^{*}_{вз}\times\frac{H^{0}_{нз}}{H^{0}_{\lambda}},$$

$$K^{**}_{вз}=K^{*}_{вз}\times\frac{H_{нз}}{H_{\lambda}},$$

$$K^{***}_{вз}=K^{**}_{вз}\times\frac{H^{**}_{нз}}{H^{**}_{\lambda}}$$

При допущении, что в полусвободном следе непосредственно за областью взаимодействия скачка с пограничным слоем скорость на внутренней границе следа равна нулю, а профиль скорости близок к профилю, полученному в работе [83], коэффициенты формы профиля скорости в полусвободном следе для этого сечения согласно [83] определяются выражениями:

$$H^{0}_{вз} = \frac{3}{1+0.5a_{вз}},$$

$$H_{вз} = 2.5\frac{1+0.5a_{вз}}{1-0.7a_{вз}},$$

$$H^{00}_{вз} = \frac{2}{3},$$

где:

$$a_{вз}=\frac{k-1}{k+1}\times\lambda^{2}_{вз}.$$

Здесь $\lambda_{вз}$ - приведенная скорость за областью взаимодействия, определяемая согласно [87] по скорости перед областью взаимодействия (см. рис. 2.7.1)

$$\lambda_{вз}=1-0.4(\lambda_1-1).$$

Условные толщина полусвободного следа в горле решетки определяются через условные толщины следа ($\delta_{вз}$, $\delta^{*}_{вз}$, $\delta^{**}_{вз}$, $\delta^{***}_{вз}$) и поправочные коэффициенты, учитывающие изменение условных толщин следа на длине $L_{сл}$ из-за наличия разгона скорости

$$K_{сл}=\frac{\delta_1}{\delta_{вз}},$$

$$K^{*}_{сл}=\frac{\delta^{*}_1}{\delta^{*}_{вз}},$$

$$K^{**}_{сл}=\frac{\delta^{**}_1}{\delta^{**}_{вз}},$$

$$K^{***}_{сл}=\frac{\delta^{***}_1}{\delta^{***}_{вз}}$$

следующим образом:

$$\delta_г=\delta_{вз}\times K_{сл},$$

$$\delta^{*}_{г}=\delta^{*}_{вз}\times K^{*}_{сл},$$

$$\delta^{**}_{г}=\delta^{**}_{вз}\times K^{**}_{сл},$$

$$\delta^{***}_{г}=\delta^{***}_{вз}\times K^{***}_{сл}.$$

Поправочные коэффициенты $K_{сл}$, $K^{*}_{сл}$, $K^{**}_{сл}$, $K^{***}_{сл}$ рассчитываются по соотношениям [83].

Таким образом, применительно к входному участку компрессорной решетки получены соотношения и порядок расчета условных толщин турбулентного пограничного слоя и образующегося при его отрыве полусвободного следа через коэффициент трения гладкой пластины в безградиентном потоке несжимаемой жидкости нулевой турбулентности и ряд поправочных коэффициентов, учитывающих степень турбулентности, шероховатость поверхности, сжимаемость, степень изменения условных толщин при отрыве пограничного слоя под прямым скачком уплотнения и при дальнейшем течении полусвободного следа. Также приведены соотношения для расчета коэффициента недоиспользования площади канала и коэффициента восстановления полного давления, учитывающих образование пограничного слоя на стенке канала.

2.8. Анализ воздействия вязкости на характеристики плоской компрессорной решетки на сверхзвуковых режимах обтекания

В [78] [172] и рассмотрено обтекание плоской компрессорной решетки сверхзвуковым потоком невязкого газа и показано, что перед профилем компрессорной решетки образуется отсоединенная головная волна. Верхняя часть ее имеет конфигурацию, близкую конфигурации отсоединенной головной волны изолированного профиля см. раздел 2.1, а нижняя часть образует замыкающий скачок уплотнения, располагающийся перед горлом решетки и опирающийся на спинку нижнего профиля [78], [150] и [173].

В связи с тем, что вязкость несколько деформирует рассмотренную картину обтекания, представляется интересным количественно оценить влияние вязкости на характеристики входного участка решетки, а именно, на уровень потерь полного давления и границу максимальной производительности (режим запирания) и момента срыва.

В случае плоской решетки, работающей по схеме с отсоединенной головной волной, влияние вязкости на входном участке будет проявляться в виде появления пограничного слоя на поверхности профиля и областью взаимодействия замыкающего скачка уплотнения с этим пограничным слоем (см. рис. 2.1.2÷2.1.4).

Из [80] следует, что влиянием вязкости на процесс образования и размеры отсоединенной головной волны, возникающей при обтекании сверхзвуковым потоком носика изолированного тела, можно пренебрегать. Это допущение можно распространить и на сверхзвуковую решетку.

Приведенное на рис. 21.9 сравнение универсального относительного расстояния $\Delta\overline{x_{m}}$ между отсоединенной головной волной, возникающей перед профилем вращающейся компрессорной решетки [153], с аналогичным расстоянием для изолированного профиля [80] подтверждает правильность такого допущения даже для вращающейся решетки. На основании этого, используя резуль-

таты раздела 2.3, можно рассчитать местную скорость вблизи спинки профиля перед замыкающим скачком уплотнения, коэффициент волнового сопротивления профиля и коэффициент восстановления полного давления в верхней части отсоединенной головной волны [80]:

$$\sigma_{гол}=\frac{1}{\left(1+C'_{уп}\times\overline{y}_{ш}\times\frac{h}{A_{пр}}\times\frac{\kappa+1}{\kappa-1}\times\frac{1}{\lambda^2-1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}} \qquad (2.8.1)$$

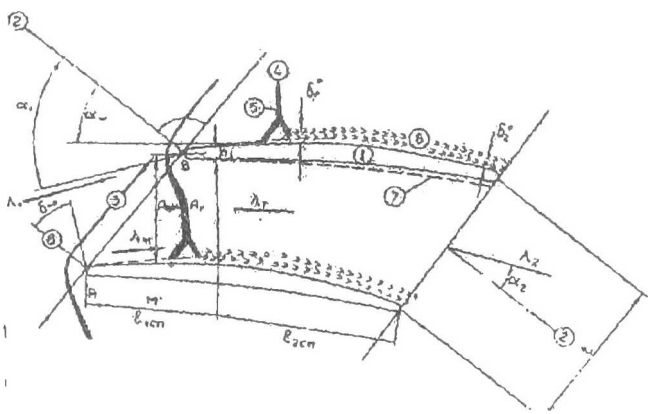


Рис. 2.8.1. Схема обтекания сверхзвуковой компрессорной решетки:
1 - профиль; 2- ось решетки: 3- отсоединенная головная волна; 4- замыкающий скачок уплотнения; 5- область взаимодействия скачка с пограничным слоем; 6—след; 7- пограничный слой; 8- звуковая линия

В [146] показано, что между звуковой линией отсоединенной головной волны и замыкающим скачком уплотнения реализуется течение Прандтля-Майера. Из рис. 2.8.1 устанавливается угол $\Delta\alpha_м$, поворачиваясь на который поток разгоняется от звуковой скорости на звуковой линии до местной скорости $\lambda_м$ перед областью взаимодействия замыкающего скачка уплотнения с пограничным слоем

$$\Delta\alpha_м=\alpha_1-\alpha_м+\delta_{кр}.$$

При известном угле $\Delta\alpha_м$ по [64] определяется уровень скорости $\lambda_м$

$$\lambda_{\text{м}}^2 = 1 + \frac{2}{\kappa+1}\sin\left(\sqrt{\frac{\kappa-1}{\kappa+1}}\left(\Delta\alpha_{\text{м}} + \frac{\pi}{2} - \arcsin\left(\sqrt{\frac{\kappa-1}{2\lambda_{\text{м}}^2}}\sqrt{\frac{\kappa+1}{\kappa-1} - \lambda_{\text{м}}^2}\right)\right)\right). \qquad (2.8.2)$$

Уровень среднемассовой скорости перед замыкающим скачком уплотнения устанавливается из уравнения неразрывности

$$q(\lambda_{\text{км}}) = \frac{q(\lambda_1)\times t\times\cos\alpha_1}{\sigma_{\text{сод}}\times\sigma_{\text{погр}}\times A_{\text{км}}\times\mu^*_{\text{км}}}, \qquad (2.8.3)$$

где коэффициент восстановления полного давления $\sigma_{\text{погр}}$, характеризующий потери энергии в пограничном слое на участке АМ спинки профиля, определяется по соотношению раздела 2.7

$$\sigma_{\text{погр}} = \frac{1}{\left(1 + \frac{\delta^{***}_1}{A_{\text{км}}\times\mu^*_{\text{км}}}\times\frac{\kappa+1}{\kappa-1}\left(1 - \frac{1}{\lambda_{\text{м}}^2}\right)\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}}. \qquad (2.8.4)$$

а коэффициент загромождения проходного сечения пограничным слоем на входе в горло решетки, согласно раздела 2.7, запишется:

$$\mu^*_{\text{км}} = 1 - \frac{\delta^*_1}{A_{\text{км}}}.$$

При допущении, что пограничный слой на участке АМ двухмерный и турбулентный, по соотношениям раздела 2.7 рассчитываются условные толщины пограничного слоя в точке М, необходимые для определения $\sigma_{\text{погр}}$ и $\mu^*_{\text{вм}}$. Из допущения, что замыкающий скачок уплотнения близок к прямому [173], находится коэффициент восстановления полного давления в замыкающем скачке уплотнения

$$\sigma_{\text{ск}} = \sqrt{\left(1 - \frac{q(\lambda_{\text{км}})}{q\left(\frac{1}{\lambda_{\text{км}}}\right)}\right)\times\left(1 - \frac{h}{A_{\text{км}}}\right)} \qquad (2.8.5)$$

и характерные размеры области взаимодействия последнего с пограничным слоем [87]

$$h = 14\times\delta^*_1,$$

$$\delta^*_{\text{вз}} = \delta^*_1\times K^*_{\text{вз}} = \delta_1\times(1 + 11{,}2(\lambda_{\text{м}}-1)^2 - 5((\lambda_{\text{м}}-1)^3), \qquad (2.8.6)$$

а также коэффициент восстановления полного давления в области взаимодей-

ствия согласно зависимостям раздела 2.4, отнесенный ко всему проходному сечению $A_{вм}$:

$$\delta_{вз}=1-0{,}5(\lambda_м-1)^3\times\frac{h}{A_{вм}} \qquad (2.8.7)$$

Далее, при допущении, что область взаимодействия замыкающего скачка уплотнения с пограничным слоем своим выходным сечением расположена непосредственно в горле решетки, рассчитываются среднемассовая скорость в горле, степень загромождения горла следом от области взаимодействия и суммарные потери полного давления на входном участке решетки

$$q(\lambda_1)=\frac{q(\lambda_{вм})\times A_{вм}\times\mu^*_{вм}}{A_1\times\mu^*_1\times\sigma_{сл}\times\sigma_{вз}}, \qquad (2.8.8)$$

$$\sigma_{\Sigma 1}=\sigma_{гол}\times\sigma_{погр}\times\sigma_{ск}\times\sigma_{вз}, \qquad (2.8.9)$$

$$\mu^*_1=1-\frac{\delta^*_1}{A_1}, \qquad \delta^*_г=\delta^*_{вз}.$$

Из условия, что на режиме запирания среднемассовая скорость в горле равна звуковой, определяется минимально-возможный угол $\alpha_{1зап}$ для заданного уровня скорости λ_1:

$$\alpha_{1зап}\to\arccos\frac{q(\lambda_{вм})\times A_{вм}\times\mu^*_{вм}\times\sigma_{погр}\times\sigma_{вз}}{q(\lambda_1)\times t}$$

По приведенным соотношениям можно рассчитать характеристики входного участка решетки как для случая невязкого, так и вязкого газа.

На рис. 2.8.2÷2.8.4 представлено сравнение характеристик решетки, работающей по схеме с отсоединенной головной волной, при обтекании соответственно невязким и вязким газом. Для примера взята решетка, составленная из плоских пластин толщиной 2 мм с радиусными носиками, хордой 100 мм, густотой t/b=0,5 соответственно при трех углах установки γ, равных 60, 40 и 20°

Как следует из зависимостей угла запирания $\alpha_{1зап}$ от приведенной скорости набегающего потока λ, в практически важном диапазоне скоростей $\lambda_1=1{,}0\div1{,}3$ вязкость незначительно увеличивает минимально возможный угол набегающего потока $\alpha_{1зап}$, т.е. незначительно уменьшает максимальную производитель-

ность плоской решетки. Из приведенной на рис. 2.8.4 зависимости суммарного коэффициента восстановления полного давления входного участка решетки видно, что в диапазоне λ_1=1,0—1,3 с увеличением угла набегающего потока (угла атаки относительно режима максимальной производительности α_1-$\alpha_{1зап}$) отрицательное влияние вязкости практически не усиливается. При этом как для невязкого, так и вязкого газа режим минимальных потерь полного давления в сверхзвуковой решетке достигается вблизи режима максимальной производительности, т.е. на угле набегающего потока, равном $\alpha_1=\alpha_{1зап}$. Следует отметить, что на этом режиме потери полного давления на входном участке решетки ($1-\sigma_{\Sigma 1}$) с увеличением λ_1 возрастают сравнительно слабо (см. рис. 2.8.3).

В результате попадания в межлопаточный диффузор следа (см. рис.2.8.1) влияние вязкости на течение в диффузоре проявляется не только в образовании на поверхности профилей пограничного слоя, но и в появлении турбулентных перемешиваний в следе. На внешней границе следа скорость равна скорости основного потока, на внутренней (у спинки профиля) она минимальна и может быть оценена по [83]

$$\overline{U_{мин}}=\frac{U_{мин}}{U_{осев}}=\sqrt{1-\left(\frac{\lambda_{1r}}{\lambda_2}\right)^2\times\frac{1}{\sqrt[4]{1+0.3\frac{\ell_{2сл}}{\delta_1^*}\times\left(1+\frac{\rho_2}{\rho_{1r}}\left(\frac{\lambda_{1r}}{\lambda_2}\right)^{3.5}\right)\times\Pi_{ср}}}}\,. \qquad (2.8.10)$$

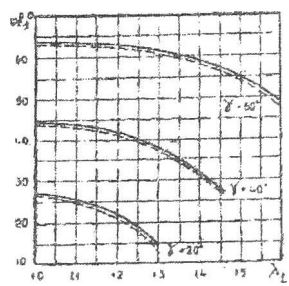


Рис. 2.8.2. Изменение угла набегающего потока от скорости на режиме максимальной производительности:

———без учета вязкости; — — с учетом вязкости

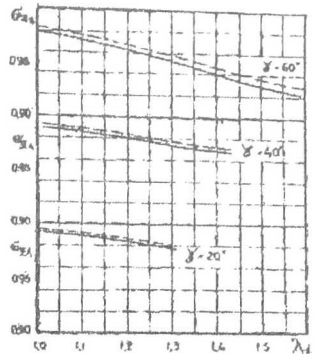


Рис. 2.8.3. Изменение потерь полного давления на входном участке решетки от скорости набегающего потока на режиме максимальной производительности

— — — без учета вязкости; ——— с учетом вязкости.

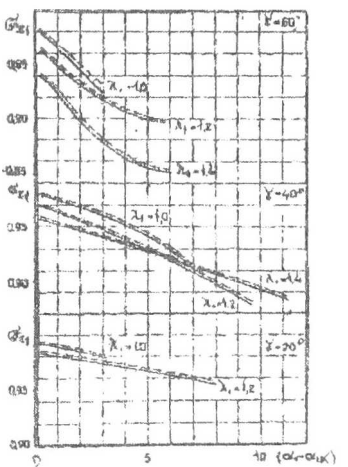


Рис. 2.8.4. Изменение потерь полного давления на входном участке решетки от угла атаки и скорости λ_1.

— — — без учета вязкости; ——— с учетом вязкости.

В связи с тем, что условные толщины следа на порядок больше условных толщин пограничного слоя, возникающего на спинке профиля под следом [83], характер течения в межлопаточном диффузоре, в частности, момент возникновения обратных токов у спинки профиля, определяется, главным образом, процессами в следе.

При возникновении в межлопаточном диффузоре обратных токов, течение в решетке становится неустойчивым и сопровождается резким возрастанием потерь полного давления. Компрессорные решетки, в межлопаточном диффузоре которых образуются обратные токи, не могут быть использованы в практике компрессоростроения из-за низкой экономичности и неудовлетворительных запасов по устойчивости течения.

Для скоростей набегающего потока $\lambda_1>1,2$, т.е. для скоростей, на которых пограничный слой в области взаимодействия с замыкающим скачком уплотнения отрывается, из (2.8.10) при некоторых допущениях можно определить предельное отношение $\lambda_г/\lambda_2$, соответствующее условию равенства нулю скорости на внутренней границе следа или, другими словами, моменту, предшествующему возникновению обратных токов в межлопаточном диффузоре. Приравнивая (2.8.10) к нулю и разрешая относительно $\lambda_г/\lambda_2$, получаем уравнение:

$$(\frac{\lambda_г}{\lambda_2})^{\varkappa} - A(\frac{\lambda_г}{\lambda_2})^{4} \cdot (A+1) = 0 \,. \qquad (2.8.11)$$

Действительный корень (2.8.11) определяет предельное $\lambda_г/\lambda_2$, обеспечивающее течение без обратных токов в диффузоре

$$\frac{\lambda_1}{\lambda_2} = \sqrt[4]{A+1}\,, \qquad (2.8.12)$$

где $A=0.3\Pi_{ср}\times\frac{\lambda_{2сп}}{\delta^*_г}$

Так как рассматривается дозвуковое течение в межлопаточном диффузоре, то величина $\Pi_{ср}$ может быть принята [83] равной единице. Из допущения, что пограничный слой на входном участке турбулентный, для обычно используемого в практике диапазона $Re_{1сп}=10^6$-10^7 величина $\delta^*_г$ [85] равна

$$\delta^*_г=0.0015\times l_{1сп}\times H_1\times K^*_{вз}. \qquad (2.8.13)$$

Подставляя (2.8.13) в (2.8.12) и учитывая, что для применяемых в практике компрессорных решеток длина входного участка решетки близка длине межлопаточного диффузора $l_{1сп}\approx l_{2сп}$, получаем для А:

$$A=\frac{0.3}{0.0015\times H_1\times K^*_{вз}}\times\frac{l_{2сп}}{l_{1сп}}=\frac{200}{H_1\times K^*_{вз}}$$

Величины коэффициента формы профиля скорости М в пограничном слое перед областью взаимодействия замыкающего скачка уплотнения с пограничным слоем и коэффициента изменения толщины вытеснения $K^*_{вз}$ в области взаимодействия зависят [85] от уровня скорости потока перед областью взаимодействия $\lambda_м$. При допущении, что скорость потока перед областью взаимодействия близка скорости набегающего потока $\lambda_м=\lambda_1$, получаем зависимость предельной величины $\lambda_г/\lambda_2$ сверхзвуковой компрессорной решетки от скорости набегающего потока λ_1, аппроксимирующейся формулой:

$$\frac{\lambda_г}{\lambda_2}\approx 3.6-\lambda_1. \qquad (2.8.14)$$

Следовательно, с ростом скорости набегающего потока величину $\lambda_г/\lambda_2$ нужно уменьшать, чтобы не допустить возникновения обратных токов в межлопаточном диффузоре. Уменьшение предельной величины $\lambda_г/\lambda_2$ с ростом скорости набегающего потока объясняется (2.8.10) и (2.8.13) резким увеличением толщины вытеснения $\delta^*_г$ в области взаимодействия замыкающего скачка с пограничным слоем.

Формула (2.8.14) не противоречит коэффициенту диффузорности F_D и степени диффузорности R_D Либляйна [78] и предсказывает возникновение обратного тока в полусвободном следе при посадке скорости $\lambda_г/\lambda_2$ на ~10% большей, чем посадка, ограниченная коэффициентом диффузорности $F_D=0.6$.

Потери полного давления в сверхзвуковой решетке состоят из потерь полного давления на входном участке (9) и в межлопаточном диффузоре

$$\sigma_\Sigma=\sigma_{1-г}\times\sigma_{г-2}. \qquad (2.8.15)$$

Потери полного давления в межлопаточном диффузоре включают и дополнительные потери из-за турбулентного перемешивания в следе, попадающем в диффузор из входного участка, и потери в пограничных слоях межлопаточного диффузора

$$\sigma_{г\text{-}2}=\sigma_{сл}\times\sigma_{диф}. \qquad (2.8.16)$$

Так как в межлопаточном диффузоре рассматриваемого типа течение всегда дозвуковое, коэффициент восстановления полного давления, характеризующий потери на турбулентное перемешивание в следе, можно рассчитать [68] через разность толщин потерь энергии следа в горле $\delta_г^{***}$ и в выходном сечении решетки δ_2^{***}:

$$\sigma_{сл}=1-\frac{\kappa-1}{\kappa}\times\lambda_2^2\times\frac{\delta_2^{***}-\delta_г^{***}}{t\times\cos\alpha_2-\delta_2^*}. \qquad (2.8.17)$$

Величины $\delta_г^*$ и $\delta_г^{***}$ рассчитываются по формулам [81] по известным скорости в горле $\lambda_г$ и скорости в выходном сечении решетки λ_2. Причем скорость λ_2 находится из уравнения неразрывности (2.8.18) методом последовательных приближений:

$$q(\lambda_г)\times A_г\times\mu_г^*=q(\lambda_2)\times t\times\cos\alpha_2\times\mu_2^*\times\sigma_{диф}. \qquad (2.8.18)$$

При известных потерях полного давления в межлопаточном диффузоре с использованием зависимости по предельному отношению $\lambda_г/\lambda_2$ и при допущении, что $A_1=t\times\cos\alpha_u-h_1$ (см. рис. 2.8.1), из уравнения неразрывности для сечений в горле и в выходном сечении решетки можно оценить предельно допустимый поворот потока $\Delta\alpha=\alpha_г-\alpha_2$ в межлопаточном диффузоре:

$$\frac{\cos\alpha_2}{\cos\alpha_1}=\frac{q(\lambda_1)}{q(\lambda_2)}\times\frac{\mu_1^*}{\mu_2^*}\times\frac{1}{\sigma_{диф}}+\frac{\cos\alpha_2}{\frac{h_1}{t}}, \qquad (2.8.19)$$

где

$$\mu_г^*=1-\frac{\delta_г^*}{A_1} \text{ и } \mu_2^*=1-\frac{\delta_2^*}{t\times\cos\alpha_2}$$

Так как коэффициенты использования проходных площадей близки по величине $\mu_2^*\approx\mu_г^*$, то из (2.9.19) следует, что предельно допустимый поворот

потока, т.е. поворот, при котором в диффузоре еще не возникает обратных токов, зависит не только от предельной величины λ_r/λ_2, но и от уровня скорости на входе в диффузор λ_r, уровня потерь полного давления в диффузоре и от геометрического фактора решетки h_1/t. Причем, чем меньше отношение h_1/t и уровень скорости на входе в диффузор, тем больший поворот потока $\Delta\alpha=\alpha_1-\alpha_2$ можно допустить в сверхзвуковой решетке (см. рис. 2.8.5 и 2.8.6). На рис. 2.8.5 приведен предельно допустимый поворот потока в межлопаточном диффузоре плоской сверхзвуковой компрессорной решетки в зависимости от уровня скорости набегающего потока и выходного угла α_2. Как следует из рис. 6, с увеличением скорости набегающего потока вязкость существенно уменьшает предельный угол поворота в сверхзвуковой компрессорной решетке.

Таким образом, вязкость накладывает ограничения на допустимые λ_r/λ_2 и поворот потока в сверхзвуковой плоской компрессорной решетке. Для уменьшения отрицательного влияния вязкости на предельный угол поворота сверхзвуковые компрессорные решетки должны проектироваться с возможно меньшей величиной h_1/t.

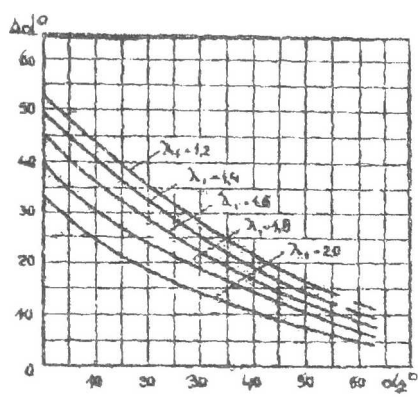


Рис. 2.8.5. Предельный поворот потока в плоской сверхзвуковой компрессорной решетке ($h_1/t=0$; $\sigma_{диф}=1,0$; $\lambda_r=1,0$)

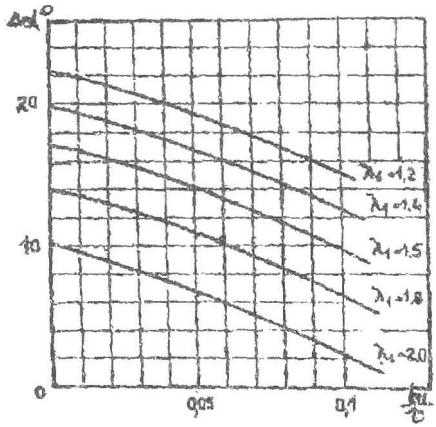


Рис. 2.8.6. Предельный поворот потока в плоской сверхзвуковой компрессорной решетке ($\alpha_2=40^0$; $\sigma_{диф}=1,0$ и $\lambda_г=1,0$.)

2.9. Эмпирическая зависимость углов отставания потока в компрессорных решетках

В практике компрессоростроения формула для оценки угла отставания потока, как правило, выражается через геометрические параметры решетки (кривизна и толщина профиля, угол установки, густота и т.д.). Так в [101] предложено соотношение для определения угла отставания на режиме максимального качества решетки

$$\delta_\mu=(0.25\times(\frac{t}{b})^{-(2/3)}\times K_f+K_\alpha\times K_\tau)\times\theta+\Delta\delta_c+\Delta\delta_в$$

где:

$$K_f=(2\overline{x_f})^{2.5} \text{ при } \overline{x_f}<0.5;$$

$$K_f=(2\overline{x_f})^{3\sqrt{\tau}};$$

$$K_\alpha=0.054\frac{\alpha_{2\mu}}{100};$$

$$K_\tau=2\frac{t}{b};$$

$$\Delta\delta_c=0.4\frac{t}{b}\alpha_{2\mu\times}\overline{C_m}$$

$$\Delta\delta_в=0.15\frac{t}{b}(\alpha_1-\alpha_2)(1-\frac{\Theta}{6}).$$

Как показано в [78], [154], [176] даже при нулевом угле изгиба профилей возникает угол отставания из-за наличия циркуляции и вызываемой ей разницы скоростей на нижней и верхней поверхности профиля. При обтекании решетки вязким потоком из-за возникновения пограничного слоя на профиле угол отставания дополнительно увеличивается. Увеличение диффузорности межлопаточного канала, вызывающее уголщение пограничного слоя, также увеличивает угол отставания (см. рис. 2.9.1).

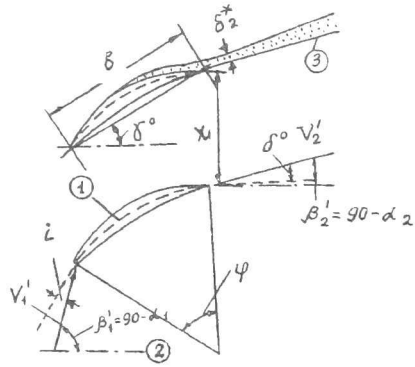


Рис. 2.9.1. Схема элементарного лопаточного венца

1 - средняя линия профиля, 2 - ось венца, 3 - след β'_1 – угол входа потока,

V'_1 - скорость потока при входе, i - угол атаки, β'_1 и β'_2 - углы потока относительно фронта решетки, θ - угол изгиба профиля, β_2 - угол выхода потока, V_2 - скорость потока при выходе, δ^0 - угол отставания потока, γ^0 - угол установки профиля, b - хорда, t – шаг, α_1, α_2 - углы потока относительно оси решетки

Известные формулы для расчета угла отставания [78], [97], [101], [131] [172] получены для оптимального режима работы плоской решетки. На режимах вблизи границы помпажа, т.е. при большой диффузорности, когда пограничный слой на спинке профиля отрывается, эти формулы не обеспечивают согласования с экспериментом.

Для расчета же напорных характеристик компрессора в широком диапазоне режимов от малого газа до максимального режима газотурбинного двигателя необходимо знать, как меняется величина угла отставания в компрессорной решетке на режимах обтекания, существенно отличающихся от оптимального режима. Эта же информация необходима при проведении поверочных кинематических расчетов компрессора по результатам измерений его параметров в процессе доводочных испытаний.

Из практики доводки компрессоров известно, что при проведении поверочных расчетов, особенно многоступенчатых компрессоров с поступенчатым препарированием возникает итерационная несходимость расчета при использовании известных формул для угла отставания. Это в частности происходит и из-за того, что угол отставания по упомянутым формулам прямо не связан с кинематическими параметрами. В связи с этим для обеспечения быстрой итерационной сходимости поверочных расчетов необходимо иметь программный модуль с формулой расчета угла отставания прямо зависящей от кинематики потока.

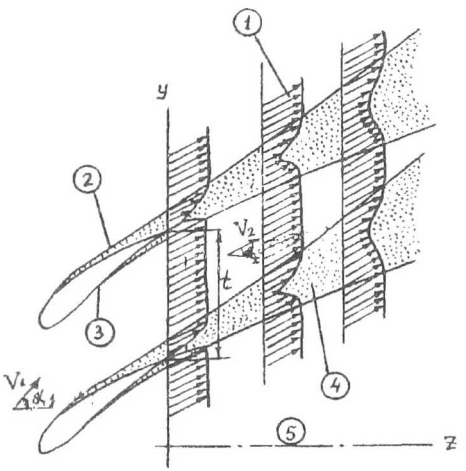


Рис. 2.9.2. Схема развития пограничного слоя на поверхностях профиля и образование следа в потоке за решеткой профилей:
1 - изменение скорости V_2 за решеткой, 2 - выпуклая поверхность, 3- вогнутая поверхность, 4 - след, 5 - ось решетки

РАСЧЕТ УГЛА ОТСТАВАНИЯ ПОТОКА В ДОЗВУКОВОЙ КОМПРЕССОРНОЙ РЕШЕТКЕ

Из схем рис. 2.9.1 и 2.9.2 видно, что пограничный слой или полусвободная срывная зона, возникающая в случае отрыва пограничного слоя, оттесняет поток от спинки профиля к корыту следующего профиля на величину толщины

вытеснения δ^*_2 и тем самым увеличивает угол отставания δ^0. Очевидно, что величина угла отставания δ^0 прямо пропорциональна относительному загромождению проходного сечения толщиной δ^*_2 вытеснения, т.е. между величинами δ^0 и δ^*_2 существует пропорциональная зависимость $\delta^0 \sim \overline{\delta^*_2}$.

Используя экспериментальные данные по продувкам плоских компрессорных решеток, при которых выполнялось измерение углов отставания потока δ^0 и потерь полного давления ξ [46]

$$\xi = \frac{P^*_{1\Sigma} - P^*_{2\Sigma}}{P^*_{1\Sigma}} \qquad (2.9.1)$$

можно из известной формулы [83]

$$\sigma = \frac{P^*_{2\Sigma}}{P^*_{1\Sigma}} = 1 - \xi = 1 - \frac{k}{k+1} \lambda_2^2 \times \frac{\delta^{***}_2}{A_2}, \qquad (2.9.2)$$

где:

$$A_2 = t \times \cos \alpha_2;$$

$$\delta^{***}_2 = \frac{\delta^*_2}{H \times H^{00}};$$

$$\lambda_2 \approx \lambda_1 \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2}$$

получая в первом приближении согласно [83] $H=2.5$ и $H^{00}=2/3$, рассчитать величину и далее (см. рис. 2.9.3) определить зависимость угла δ^0 от кинематического параметра $\overline{\delta^*_2}$.

$$\overline{\delta^*_2} = \frac{\delta^*_2}{t \times \cos \alpha_2} = \frac{\xi}{\frac{k}{k+1} \times \frac{\lambda_2^2}{H \times H^{00}}} \qquad (2.9.3)$$

На рис. 2.9.3 приведена эмпирическая зависимость угла отставания потока δ^0 в дозвуковых компрессорных решетках от $\overline{\delta^*_2}$, определенная по экспериментальным данным [46]. Геометрические данные решеток, использованных для получения этой зависимости приведены в таблице 2.9.1.

Таблица 2.9.1

№	Усл. обоз.	Параметры решетки		Параметры профиля					Маркировка решетки
		Густ. b/t	Угол устан. γ^0	Угол изгиба ср. л. θ^0	Относ. толщина $\bar{c}$ %	Форма ср. л.	$\bar{x}_c$	$\bar{x}_f$	
1	Δ	1,0	62,6	15	10	Параб.	40	45	$\frac{1.0}{62.6}$ 10А40/15П45
2	Δ	1,3	62,6	15	10	Параб.	40	45	$\frac{1.3}{62.6}$ 10А40/15П45
3	Δ	1,6	62,6	15	10	Параб.	40	45	$\frac{1.6}{62.6}$ 10А40/15П45
4	Δ	1,0	50	15	10	Параб.	40	45	$\frac{1.0}{50}$ 10А40/15П45
5	Δ	1,0	40	15	10	Параб.	40	45	$\frac{1.0}{40}$ 10А40/15П45
6	o	1,3	75	45	10	Параб.	40	45	$\frac{1.3}{75}$ 10А40/45П45
7	o	1,6	75	45	10	Параб.	40	45	$\frac{1.6}{75}$ 10А40/45П45
8	o	2,0	75	45	10	Параб.	40	45	$\frac{2.0}{75}$ 10А40/45П45
9	o	1,3	62,6	45	10	Параб.	40	45	$\frac{1.3}{62.6}$ 10А40/45П45
10	o	1,6	62,6	45	10	Параб.	40	45	$\frac{1.6}{62.6}$ 10А40/45П45

Из рис. 2.9.3 видно, что зависимость угла отставания от параметра $\overline{\delta_2^*}$ для широкого класса дозвуковых решеток с погрешностью не более ±2° аппроксимируется формулой

$$\delta = 18\sqrt{\overline{\delta_2^*}} \qquad (2.9.4)$$

В обследованном диапазоне углов атаки и скоростей набегающего потока влияние густоты, изгиба и других геометрических параметров на зависимость (2.9.4) не выявлено. И это вполне объяснимо тем, что относительная толщина $\overline{\delta_2^*}$ является интегральным параметром решетки, который является совокупным результатом всех геометрических и кинематических воздействий на толщину пограничного слоя в выходном сечении решетки.

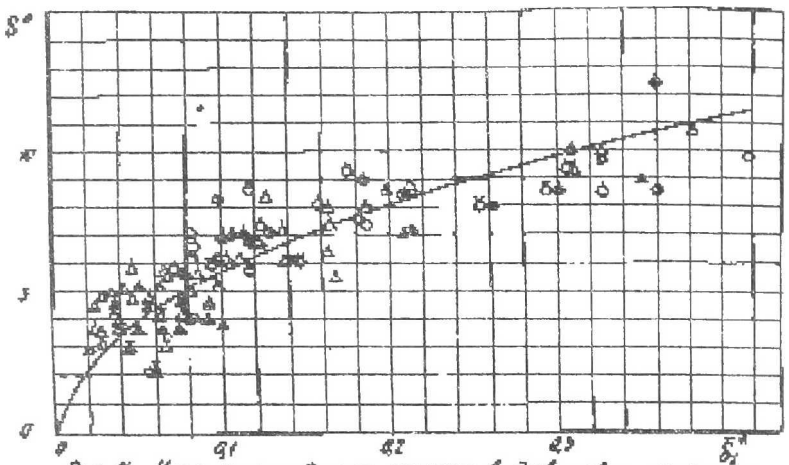


Рис. 2.9.3. Угол отставания потока в дозвуковых решетках $M_1<1$

Следует отметить, что, так как эмпирическая формула (2.9.4) получена по экспериментальным данным с величиной $\overline{\delta_2^*}$ в диапазоне 0÷0,3, то эту формулу следует использовать для решеток, у которых параметр $\overline{\delta_2^*}$ находится в указанном диапазоне.

УЧЕТ ОСОБЕННОСТЕЙ ТЕЧЕНИЯ В СВЕРХЗВУКОВОЙ КОМПРЕССОРНОЙ РЕШЕТКЕ

Ранее показано, что отставание потока в компрессорной решетке при дозвуковых скоростях обтекания возникает вследствие образования на спинках профилей пограничного слоя и его резкого утолщения в межлопаточном диффузоре под воздействием посадки скорости. И чем больше толщина вытеснения $\overline{\delta_2^*}$ на спинке задней кромки профиля, тем больше отставание потока $\delta=18\sqrt{\overline{\delta_2^*}}$.

Так как в сверхзвуковых компрессорных решетках при дозвуковых скоростях набегающего потока течение принципиально не отличается от течения в дозвуковых решетках, то на этих режимах отставание потока также должно описываться формулой (2.9.4). Действительно, как следует из рис.2 9.4, где

приведены результаты испытания 3-х сверхзвуковых решеток в РИИГА [160], отставание потока в этих сверхзвуковых решетках при дозвуковых скоростях набегающего потока близки формуле (2.9.4).

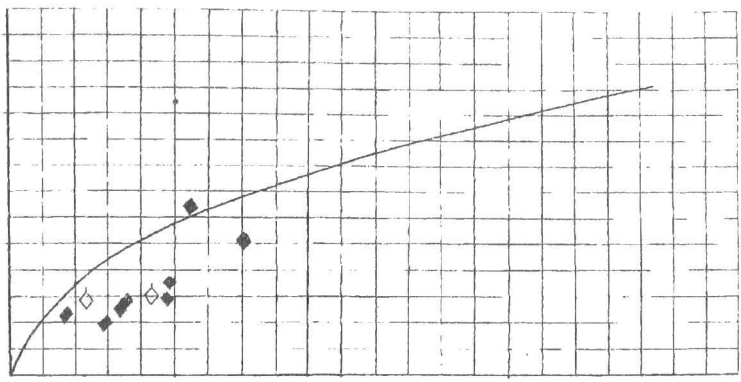


Рис. 2.9.4. Угол отставания потока в сверхзвуковых решетках при дозвуковых скоростях набегающего потока

На рис. 2.9.5 приведены схемы течения в сверхзвуковых компрессорных решетках при сверхзвуковых скоростях набегавшего потока. Схемы получены из анализа теплеровских снимков, выполненных в [46], [52], [69], [78], [160], [172].

Из рис. 2.9.5 видно, что при сверхзвуковой скорости набегающего потока перед носиком каждого профиля возникает отсоединенная головная волна. Верхние усы головных волн от всех профилей располагаются перед фронтом решетки, а нижние усы входят в межлопаточные каналы и, встречаясь с пограничным слоем на спинке нижнего профили, образуют лямдообразную зону взаимодействия, под которой пограничный слой отрывается [84]. В зависимости от величины густоты решетки зона взаимодействия может располагаться

- при $b/t>2$ перед горлом решетки;
- при густоте $b/t<1$ в средней части межлопаточного диффузора;
- при густоте $b/t<0,8$ на задней кромке профиля.

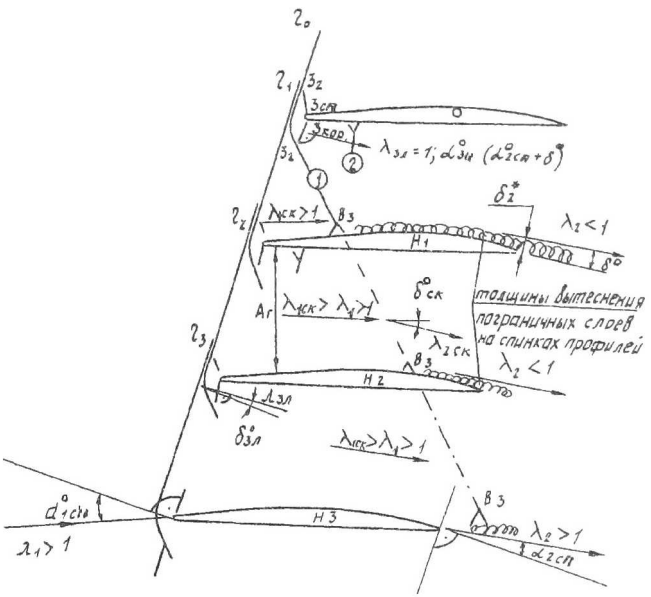


Рис. 2.9.5. Схема течения в сверхзвуковых решетках различной густоты при конструктивном угле изгиба $\theta=\alpha_{1ск}-\alpha_{2ск}$ меньшем 15^0

Решетка 0-Н1 b/t=2;

Решетка 0-Н2 b/t=1;

Решетка 0-Н3 b/t=0.66;

(1) -- косой скачок уплотнения;

$г_0$, $г_1$, $г_2$, $г_3$ – головные волны.

Перед носиком верхнего профиля ("0") интенсивность головной волны близка интенсивности прямого скачка уплотнения и поэтому непосредственно перед носиком скорость потока дозвуковая. В минимальных сечениях (3.2-3сп и 32-3 кор) между головной волной в верхней и нижней поверхностями носика профиля дозвуковой поток разгоняется до скорости звука и далее поворачиваясь на угол $\delta^0_{зл}$ (в сторону спинки нижнего профиля) вновь разгоняется до сверхзвуковой скорости [153]. Как показывают теплеровские снимки [78], [160]

эта сверхзвуковая зона завершается скачком уплотнения (2). Ниже звуковой точки на головной волне, ее нижний ус по сути дела становится косым скачком уплотнения (1). В этом скачке поток также поворачивается в сторону спинки нижнего профиля на $\delta^0_{ск}$ [80]. В работе [84] для упрощения расчета эта система из косого скачка (1) и скачка (2) была заменена на один прямой скачок и как показали расчеты - это допущение позволяло удовлетворительно оценивать потери полного давления в этой системе. В работе [84] не проводилась оценка влияния рассмотренных поворотов потока от звуковой линии на $\delta^0_{зл}$ и на $\delta^0_{ск}$ в косом скачке (1) на отставание потока в сверхзвуковой решетке.

Из рис. 2.9.5 следует, что в сверхзвуковой компрессорной решетке отставание потока, рассчитываемое по формуле (2.9.4) будет из-за возникновения головной волны уменьшаться на угол $\delta^0_{св}$, величина которого в первом приближении может быть определена в формуле

$$\delta^0_{св} = \frac{2\delta^0_{зл} + \delta^0_{скяз}}{3} \qquad (2.9.5)$$

Где величина угла $\delta^0_{скяз}$ угла поворота потока в скачке уплотнения у зоны его взаимодействия с пограничным слоем на спинке нижнего профиля может быть найдена с использованием [11] следующим образом

$$tg\delta^0_{скяз} = ctg\alpha_{ск} \times \frac{M_1^2 \times \sin\alpha_{ск} - 1}{1 + M_1^2 \times (\frac{k+1}{2} - \sin^2\alpha_{ск})} \qquad (2.9.6)$$

Угол наклона $\alpha_{ск}$ косого скачка уплотнения при допущении, что скачок является элементом головной волны, которая согласно [53] аппроксимируется уравнением гиперболы, рассчитывается по формуле

$$tg\alpha_{ск} = \frac{\overline{x_{ск}}}{\sqrt{(M_1^2 - 1) \times (\overline{x_{ск}} - 1)}} \qquad (2.9.7)$$

$$\overline{x_{ск}} = \frac{x_{ск}}{r_{нос}} = \frac{1}{r_{нос}} \sqrt{1 + (M_1^2 - 1)(A_1 + r_{нос})^2}, \qquad (2.9.8)$$

где: $A_г$ - высота проходного сечения в горле решетки;

$r_{нос}$ - радиус носика профиля;

$x_{вз}$ - абсцисса места расположения зоны взаимодействия в координатах головной волны [80].

Величина угла поворота потока $\delta^0_{зл}$ от плоскости звуковой линии головной волны перед носиком профиля определяется по [80] или аппроксимирующей формуле:

$$\delta^0_{зл}=35(\lambda_1-1) \qquad (2.9.9)$$

На рис. 2.9.6 представлено сравнение величины $\delta^0_{св}$, определенной как разность угла, по формуле (2.9.4) и угла отставания измеренного при испытании сверхзвуковых решеток в РИИГА [160] с расчетной величиной, рассчитанной по формуле (2.9.5).

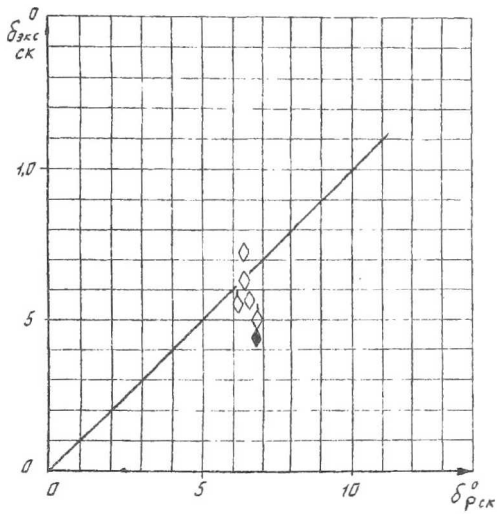


Рис. 2.9.6. Сравнение расчетного угла поворота потока в замыкающем скачке уплотнения межлопаточного канала сверхзвуковой компрессорной решетки с экспериментом

Как следует из рис. 2.9.6 экспериментальные данные [160], полученные при M=1,1 удовлетворительно подтверждают расчетные результаты по формуле (2.9.5). В таблице 2 приведены геометрические данные решеток [160].

Таблица 2.9.2

№	Параметр	№РК		
		1	2	3
		Решетка		
		К-1	К-4	К-7
1	$Z_{лоп}$	5	5	8
2	b, мм	65	58	73
3	t, мм	64	61,4	56,3
4	υ, град	26	32,2	34
5	$x_{1ср.л.}$, град	2	3,55	3,0
6	$x_{1сп.}$, град	2,6	4,0	3,5
7	x_2, град	5,55	4,52	4,8
8	ε, град	7,55	8,07	7,8
9	ε , град	8,15	8,52	8,3
10	C_{max}	1,053	1,243	1,403
11	$\overline{x_c}$	0,55	0,565	0,58
12	b/t	1,016	0,945	1,297
13	Усл. обоз.			

Следовательно, оценку угла отставания в сверхзвуковой решетке при ее обтекании сверхзвуковым потоком следует проводить по следующему соотношению:

$$\delta^0_{\Sigma}=18\sqrt{\overline{\delta_2^2}}\text{ -}\delta^0_{св}$$

где: $\delta^0_{св}=\frac{2\delta^0_{кр}+\delta^0_{скач}}{3}$,

а величины $\delta^0_{зл}$ и $\delta^0_{сквз}$ рассчитывать по формулам (9) и (6).

В работах [12], [13] на одноступенчатом трансзвуковом компрессоре выполнены изменения углов отставания потока с использованием лазерного анемометра. Показано, что в течении Прандтля-Майера за областью лямбдообразного взаимодействия на спинке профиля поток поворачивается в направлении к

спинке профиля на $3\text{-}4^0$. этот поворот уменьшает угол отставания потока и препятствует утолщению пограничного слоя на спинке, вследствие чего кромочные следы за лопаткой очень узкие. Следовательно, исследования [12] и [13] подтверждают приведенные в настоящем разделе результаты.

2.10 Оценка критических скоростей компрессорных решеток

Дополнительные обозначения :

$\lambda_{кр}$- приведенная критическая скорость решетки;

$\lambda_{кр\,т}$ - приведенная теоретическая критическая скорость решетки;

$\alpha_м$- местный угол по спинке профиля в горле относительно оси решетки;

α_0 - направление относительно оси решетки, определяемое соотношением $\alpha_0=\arccos(A_г/t)$;

i - угол атаки относительно направления $\alpha_{1к}$;

i_0-угол атаки относительно направления α_0 ;

$\bar{C}_m$- относительная максимальная толщина профиля, отнесенная к хорде профиля.

При обтекании профиля компрессорной решетки дозвуковым потоком по мере увеличения скорости газа, натекающего на решетку, местные скорости на поверхности составляющих ее профилей растут.

При некоторой величине скорости потока, называемой теоретической величиной критической скорости, максимальное значение местной скорости на профиле в решетке становится равным скорости звука. При дальнейшем увеличении скорости на профиле образуется развивающаяся местная сверхзвуковая зона, заканчивающаяся системой скачков уплотнения с сопутствующими им потерями полного давления.

Величина приведенной скорости набегающего потока λ_1, при превышении которой начинается резкое возрастание потерь в решетке, называется просто критической скоростью $\lambda_{кр}$ решетки. При этом максимальная скорость на профиле несколько превышает звуковую. Теоретическая величина $\lambda_{кр\,т}$ может быть рассчитана методами теоретической аэродинамики [68] , однако эти методы весьма трудоемки и дают несколько заниженное значение $\lambda_{кр}$.

В настоящей работе величина критической скорости набегающего потока определялась с помощью экспериментальных зависимостей коэффициента потерь компрессорных решеток от величины приведенной скорости набегающего

потока, как соответствующая началу их интенсивного возрастания (Рис.2.10.1 из [41]).

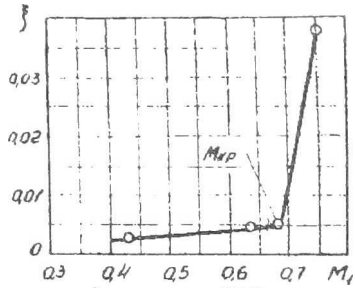


Рис.2.10.1 Зависимость коэффициента потерь для решетки № 9 от числа M_1 набегающего потока i= -5°

При увеличении приведенной скорости λ_1, сверх величины $\lambda_{кр}$ решетки, резкое возрастание потерь в решетке сопровождается развитием местных сверхзвуковых зон и усложнением замыкающих их систем скачков уплотнения.

Для определения $\lambda_{кр}$ решеток, были использованы результаты экспериментального исследования плоских компрессорных решеток при больших дозвуковых скоростях набегающего потока, изложенные в [41]÷[47]. Чтобы получить качественный анализ явления разгона скорости в решетке, течение в ней рассматривается схематизировано, а именно, как течение в некотором искривленном канале. Очевидно, что лишь в случае обтекания решетки из бесконечно тонких пластин на режиме $A_г = A_1$ ($\alpha_1=\alpha_0=\alpha_г$) величина $\lambda_{кр}$ решетки достигает своего максимального значения, равного единице, уменьшаясь с отступлением от этого режима обтекания, вследствие появления местных ускоренных зон с той или иной стороны пластины.

В решетках, составленных из телесных изогнутых профилей, режим обтекания решетки $A_1 = A_г$ будет осуществляться при направлении набегающего

потока $\alpha_1=\alpha_0$, отличном от направления потока в горловине решетки $\alpha_м$. Величина этого угла находится из соотношения:

$A_1 = t \cdot \cos\alpha_0 = A_г$.

Рассуждения, аналогичные изложенным, приводят к предположению, что и для решетки из телесных профилей режиму $A_1 = A_1$ будет соответствовать более равномерное течение в решетке, чем на других режимах обтекания, и что режиму $A_1 = A_г$ будет соответствовать наибольшая величина $\lambda_{кр}$ решетки.

Действительно, в работах ЦИАМа [41],[47] было выдвинуто и подтверждено на большом числе экспериментальных характеристик плоских компрессорных решеток, полученных при больших скоростях потока, положение о том, что максимальная величина $\lambda_{кр0}$ решетки соответствует режиму $A_1=A_г$ или углу набегающего потока

$\alpha_0 = \arccos (A_г / t) > \alpha_м$.

Однако, величина $\lambda_{кр0}$ существенно зависит от геометрических характеристик профиля и решетки. Обозначим уменьшение величины $\lambda_{кр0}$ компрессорной решетки на режиме $A_г / A_1 = 1$ по сравнению с её максимальным значением $\lambda_{кр} = 1{,}0$ через

$\Delta\lambda_{кр0} = 1 - \lambda_{кр0}$.

Это уменьшение происходит вследствие появления местных ускоренных сверхзвуковых зон в решетке при повороте потока на угол

$\Delta\alpha_0 = \alpha_0 - \alpha_м$.

Естественно предположить, что величина снижения $\lambda_{кр0}$ решетки на режиме

$A_г/A_1 = 1$ в первую очередь зависит от величины $\Delta\alpha_0$ поворота потока на участке до горла решетки, т.е.

$\Delta\lambda_{кр0} / \lambda_{кр0} = f(\Delta\alpha_0)$.

Исходя из этого, для решеток были определены величины $\lambda_{кр0}$ и $\Delta\lambda_{кр0}$ [47]. Величины $\Delta\lambda_{кр0} / \lambda_{кр0}$ в зависимости от величины $\Delta\alpha_0$ приведены на рис.2.10.2. Как видно из рассмотрения рис.2.10.2 решеткам, обычно встречающимся в

практике, соответствует единая зависимость уменьшения $\Delta\lambda_{кр0}$ на режиме $A_1=A_r$ в зависимости от величины $\Delta\alpha_0$.

$$\frac{1-\lambda_{кр0}}{\lambda_{кр0}}=\frac{\Delta\lambda_{кр0}}{\lambda_{кр0}}=0{,}02\ (\alpha_0-\alpha_M)=0{,}02\cdot\Delta\alpha_0. \qquad (2.10.1)$$

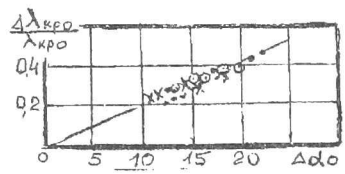


Рис.2.10.2 Зависимость величины уменьшения $\Delta\lambda_{кро}/\lambda_{кро}$ решетки от величины $\Delta\alpha_0$

o- $\theta<20°$, x-$\theta=20\div 40°$, • - $\theta>40°$, —— $\Delta\lambda_{кро}/\lambda_{кро}=0{,}02\cdot\Delta\alpha_0$.

Из этой зависимости легко получить соотношение для определения величины $\lambda_{кро}$ на режиме $A_1=A_r$ ($i=i_0$, $\Delta i_0=0$)

$$\lambda_{кро}=\frac{1}{1+0{,}02\cdot\Delta\alpha_0}$$

При углах атаки, отличающихся от угла атаки i_0, величина $\lambda_{кр}$ решетки уменьшается. При увеличении угла атаки свыше режима i_0 происходит возрастание полного поворота потока в решетке на участке до горла

$\Delta\alpha=\alpha_1-\alpha_м$

или, иначе, появляется дополнительный, сверх $\Delta\alpha_0$, поворот потока, равный

$\Delta i_0=i-i_0=\alpha_1-\alpha_0$.

Естественно предположить, что увеличение неравномерности потока и, связанное с ней, уменьшение $\lambda_{кр}$ решетки зависит от дополнительного его поворота, т.е. при $\alpha_1>\alpha_0$

$$\frac{\Delta\lambda_{кр}}{\lambda_{кр}} - \frac{\Delta\lambda_{кр0}}{\lambda_{кр0}} = f(\Delta i_0)$$

было получено, что эта величина хорошо соответствует соотношению

$$\frac{\Delta\lambda_{кр}}{\lambda_{кр}} - \frac{\Delta\lambda_{кр0}}{\lambda_{кр0}} = 0{,}02\,\Delta i_0 = 0{,}02\cdot(\alpha_1 - \alpha_0).$$

Подставив (2.10.1) в это соотношение, получим при $\alpha_1 = \alpha_0$

$$\frac{\Delta\lambda_{кр}}{\lambda_{кр}} = 0{,}02\,(\alpha_1 - \alpha_{1I}) = 0{,}02\cdot\Delta\alpha.$$

На рис. 2.10.3 представлена эта зависимость. Из нее легко вывести уравнение для определения величины $\lambda_{кр}$ решетки на режимах обтекания решетки $A_1/A_г < 1$. Действительно,

$$\lambda_{кр} = \frac{1}{1 + 0{,}02\cdot(\alpha_1 - \alpha_0)} \qquad (2.10.2)$$

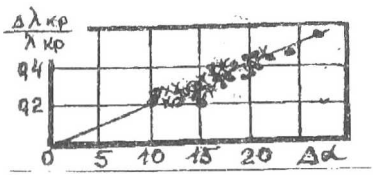


Рис. 2.10.3 Зависимость величины $\lambda_{кр}$ решетки от величины $\Delta\alpha$ решетки при $\Delta\alpha > \Delta\alpha_0$ ($A_г/A_1$ I,II),

o- $\theta<20°$, x-$\theta = 20 \div 40°$, • - $\theta>40°$, ——$\Delta\lambda_{кро}/\lambda_{кро} = 0{,}02\cdot\Delta\alpha$.

При $\alpha_1 < \alpha_0$ ($A_1 > A_г$) поворот потока в канале решетки, по-видимому, можно считать неизменным, как и в случае $A_1 = A_г$, т.е. равным $\Delta\alpha_0$. Скорость в горле решетки в соответствии с уравнением неразрывности при $\lambda_1 = \lambda_{кр}$

$$q(\lambda_{г\,кр}) = q(\lambda_{г\,кр})\cdot\frac{\cos\alpha_1}{A_1}\cdot t \qquad (2.10.3)$$

будет выше, чем скорость набегающего потока $\lambda_{кр}$, и величина уменьшения $\lambda_{кр}$, вследствие неравномерности потока, должна отсчитываться от уровня

этой увеличенной скорости при неизменном повороте потока $\Delta\alpha=\Delta\alpha_0$. Тогда при $\Delta\alpha<\Delta\alpha_0$ (см.2.10.1)

$$\frac{1-\lambda_{r.KP}}{\lambda_{KP}}=0{,}02\,\Delta\alpha_0=\frac{\Delta\lambda_{KPo}}{\lambda_{KPo}}. \qquad (2.10.4)$$

Для проверки допустимости этого предположения были определены при $\alpha_1<\alpha_0$ экспериментальные величины $(1-\lambda_{r\,кр})/\lambda_{кр}=\Delta\lambda_{r\,кр}/\lambda_{кр}$.

Эти величины представлены на рис.2.10.4. Как следует из рассмотрения рис.2.10.4, соотношение (2.10.4) при $\alpha_1<\alpha_0$ действительно подтверждается с приемлемой степенью точности в широком диапазоне изменения угла атаки. Таким образом, при $\alpha_1<\alpha_0$ величина $\lambda_{кр}$ находится

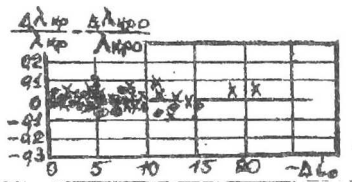


Рис.2.10.4 Сравнение величин $\Delta\lambda_{r.кр}/\lambda_{кр}$ и $\Delta\lambda_{кро}/\lambda_{кро}$ компрессорных решеток для режимов $A_r/A_1\le1$, o- $\theta<20°$, x-$\theta=20\div40°$, • - $\theta>40°$

путем совместного решения уравнения неразрывности (2.10.3) и соотношения (2.10.4). С достаточной степенью точности эту систему уравнений можно разрешить относительно $\lambda_{кр}$. Действительно, из (2.10.3)

$$\frac{t\cdot\cos\alpha_1}{A_r}=\frac{q(\lambda_{rKP})}{q(\lambda_{KP})}=\frac{\lambda_{r.KP}}{\lambda_{KP}}\cdot\frac{\rho(\lambda_{r.KP})}{\rho(\lambda_{KP})}=\frac{\dfrac{\lambda_{r.KP}}{\lambda_{KP}}}{1+\dfrac{\lambda_{KP}^2}{\kappa+1}\cdot\left(\dfrac{\lambda_{r.KP}}{\lambda_{KP}}+1\right)\cdot\left(\dfrac{\lambda_{r.KP}}{\lambda_{KP}}-1\right)}$$

откуда получаем для $\dfrac{t\cdot\cos\alpha_1}{A_r}\ge1$ при $(\alpha_1\le\alpha_0)$, при допущениях

$$\frac{1}{\kappa+1}\cdot\left(\frac{\lambda_{r.KP}}{\lambda_{KP}}+1\right)\approx1 \text{ и } \frac{\lambda_{r.KP}}{\lambda_{KP}}-1\approx\frac{t\cdot\cos\alpha_1}{A_r}-1$$

что приводит к выражению

$$\frac{\lambda_{1\,kr}}{\lambda_{kr}} \quad \frac{t\cdot\cos\alpha_1}{A_1}\cdot\left[1+\lambda^2_{kr}\cdot\left(\frac{t\cdot\cos\alpha_1}{A_1}\quad 1\right)+\ldots\right]$$

С учетом отброшенных членов разложения в ряд, величину коэффициента $\lambda^2_{кр}$ можно принять равной единице, при этом результат, полученный по приближенной формуле, хорошо соответствует точному решению системы уравнений (2.10.4), (2.10.5)

$$\frac{\lambda_{1\,kr}}{\lambda_{kr}} = \frac{t\cdot\cos\alpha_1}{A_1}\cdot\left[1+\left(\frac{t\cdot\cos\alpha_1}{A_1}-1\right)\right]=\left(\frac{t\cdot\cos\alpha_1}{A_1}\right)^2$$

Или же, подставив в (2.10.4) полученный результат, запишем соотношение для определения величины $\lambda_{кр}$ решетки при $\alpha_1 \le \alpha_0$

$$\lambda_{kr} = \frac{1}{\left(\frac{t\cdot\cos\alpha_1}{A_1}\right)^2 + 0{,}02\cdot\Delta\alpha_0} \qquad (2.10.5)$$

Полученные соотношения (2.10.2), (2.10.5) могут быть использованы для расчета $\lambda_{кр}$ решетки во всем практически встречающемся диапазоне углов атаки. На рис .2.10.5 проведено сравнение экспериментальных величин $\lambda_{кр}$ компрессорных решеток с рассчитанными по формулам (2.10.2) и (2.10.5).Видна приемлемая точность полученных соотношений.

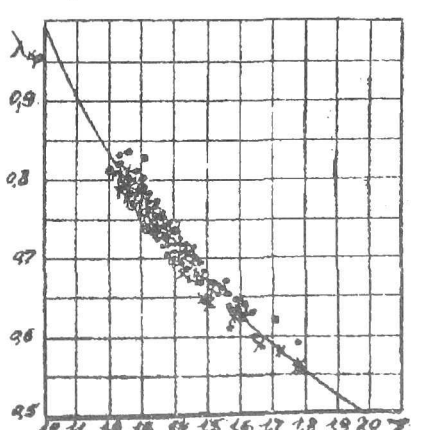


Рис. 2.10.5 Сравнение экспериментальных и расчетных значений $\lambda_{кр}$ компрессорных решеток.

$Z=1+0{,}02\ \Delta\alpha,\ A_1/A_\Gamma\ \ 1;\ Z=(A_1/A_\Gamma)^2+0{,}02\ \ \Delta\alpha, A_1/A_\Gamma\geq 1;$

—— $\lambda_{кр}=1/Z$, o- $\theta<20°$, x-θ =20÷ 40°, • - $\theta>40°$

Таким образом, на основании экспериментальных данных продувок плоских компрессорных решеток, предлагаются соотношения (2.10.2) и (2.10.5) для расчета величин $\lambda_{кр}$ решеток. В эти соотношения входит величина $\Delta\alpha_0$, и ,чем она больше, тем больше, при прочих условиях, неравномерность скоростей в межлопаточном канале решетки, тем раньше возникают критические явления в решетке, и происходит резкое увеличение потерь в ней. Отсюда следует, что для уменьшения потерь полного давления целесообразно проектировать решетки с возможно малой величиной $\Delta\alpha_0$. Это обстоятельство используется при профилировании сверхзвуковых решеток. В дозвуковых решетках уменьшение величины $\Delta\alpha_0$, а следовательно, и увеличение $\lambda_{кр}$ может быть достигнуто уменьшением толщины профиля и увеличением проходного сечения горла решетки (A_Γ/t). Действительно, увеличение $\lambda_{кр}$ в дозвуковых решетках при уменьшении максимальной толщины профиля, а также отнесении назад места расположения максимальной толщины и максимального изгиба профиля получено неоднократно экспериментальным путем, например, в [41], [47]. Разработанный алгоритм может быть использован при проектировании осевых компрессоров, а также для оценки величины $\lambda_{кр}$ компрессорных решеток при некотором отступлении от размеров, определяемых методикой профилирования.

2.11. Применение разработанного алгоритма в квазитрехмерном программном комплексе СНТК по расчету течения в осевых компрессорах

В настоящее время проектирование и доводка компрессоров, как правило, проводится с использованием двухмерных и квазитрехмерных программных комплексов. Расчет потерь и углов отставания потока в этих программных комплексах выполняется с использованием эмпирических зависимостей, структура которых получена из теоретических исследований и при продувках плоских компрессорных решеток [46], [100], [139], [169] и др., а затем проверена при испытаниях отдельных ступеней и компрессоров [103], [172], [176]. В большинстве работ, посвященных оценке потерь полного давления в компрессорных решетках, получены эмпирические формулы для расчета потерь либо на "номинальном режиме" (А.Р.Хоуэлл [168]) или близком к этому режиму - режиме максимального качества решетки (Г.Н.Абрамович [1], А.П.Комаров [101] и т. д.). На этих режимах разгон потока от λ_1 до λ_{max} на спинке профиля и посадка скорости в межлопаточном диффузоре решетки минимальны, в результате чего и обеспечивается максимальное качество и максимальный КПД.

При расчете компрессора стремятся обеспечить, чтобы на проектном режиме все сечения лопаточных венцов работали на оптимальном по КПД режиме. В работах [101], [103], [176] настройка на оптимальный режим обеспечивается за счет задания соответствующих углов атаки. В [78] С.Либляйн для обеспечения минимальных потерь в межлопаточном диффузоре показал необходимость введения дополнительного ограничения и по коэффициенту диффузорности:

$$K_D = \frac{W_{\max} - W_2}{W_{\max}} \le 0.6 \qquad (2.11.1)$$

Однако из-за ограничений по прочности и конструкции компрессора, такую настройку всех сечений лопаток не всегда удается обеспечить, и поэтому необходимо рассчитывать потери в решетке и при больших углах атаки, и больших посадках скорости в межлопаточном канале. Такая методика оценки

потерь наиболее необходимо при расчете напорных характеристик компрессора от режима запирания до границы помпажа на всех частотах вращения от малого газа до максимального режима работы ГТД. И, безусловно, такая методика необходима и для математической модели по этапной расчетной оптимизации профилирования лопаток (см. раздел 6.7)

В работе [101] приведена эмпирическая зависимость для расчета коэффициента профильных потерь в решетке при дозвуковых скоростях натекания потока на режимах максимального качества:

$$\xi' = \frac{0{,}5\left[1 + 0{,}04\left[\alpha_1 - \alpha_2\right]\frac{t}{b}\right]}{100\frac{t}{b}\cos\alpha_1} \qquad (2.11.2)$$

Аналогичная эмпирическая зависимость, но с учетом трехмерных эффектов, связанных с пограничными слоями на торцевых стенках, приведена в [131].

$$\xi'' = \left(0{,}022\frac{b}{t} - 0{,}018\frac{b}{h} + 0{,}29C_y\frac{b}{t}\frac{\delta_{пс}}{h} - 0{,}006\right)\frac{\sin^2(90 - \alpha_1)}{\sin^2(90 - \alpha_m)}; \qquad (2.11.3)$$

где

$$tg\alpha_m = \frac{tg\alpha_1 + tg\alpha_2}{2}; \quad C_y = 2\frac{t}{b}\left(tg\alpha_1 - tg\alpha_2\right)\cos\alpha_m.$$

В работах [78] и [176] приведены экспериментальные данные, полученные при исследовании компрессорных решеток, показывающие как влияет посадка скорости на потери давления в межлопаточном диффузоре. На рис.2.11.1 приведены эти экспериментальные данные, перестроенные в виде отношения текущей толщины потери импульса в пограничном слое при наличии посадки скорости к толщине потери импульса при безградиентном течении.

В первом приближении это отношение аппросимируется зависимостью

$$K^{**}_{диф.реш.} = \frac{\delta^{**}_{диф.}}{\delta^{**}_{безгр.}} = \left[\frac{\lambda_M}{\lambda_2}\right]^{3.5} \qquad (2.11.4)$$

В [33] приведено отношение толщины потери импульса турбулентного пограничного слоя на плоской стенке при наличии посадки скорости к толщине потери импульса при безградиентном течении.

$$K^{**}_{диф.пл.} = \frac{\delta^{**}_{диф.}}{\delta^{**}_{безгр.}} = \left[\frac{\lambda_M}{\lambda_2}\right]^{4.5} \qquad (2.11.5)$$

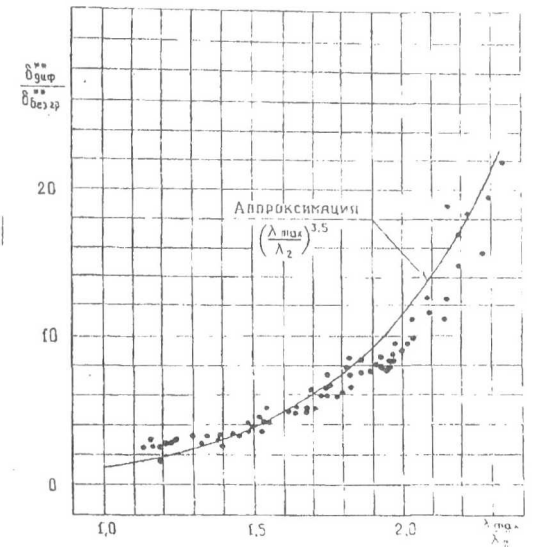


Рис. 2.11.1. Зависимость отношения толщин потери импульса в межлопаточном диффузоре к толщине при безградиентном течении от посадки скорости

Зависимость (2.11.5) получена для турбулентного режима течения в пограничном слое. Меньшее утолщение пограничного слоя по (2.11.4), чем по (2.11.5), по-видимому, указывает на то, что испытания компрессорных решеток были проведены при низкой степени турбулентности на входе и в основном на докризисных режимах обтекания, из-за чего в этих испытаниях реализовывался смешенный ламинарно- турбулентный режим течения, создающий меньшую толщину пограничного слоя и в итоге меньшие потери энергии. Следовательно,

зависимость (2.11.4) можно использовать для компрессорных решеток, работающих при низкой степени турбулентности набегающего потока на докризисных режимах обтекания, а зависимость (2.11.5)- для решеток, работающих при повышенной турбулентности на входе и на сверхкризисных и сверхзвуковых режимах обтекания, когда возникающие на этих режимах скачки уплотнения, головные волны и области их взаимодействия с пограничными слоями приводят к резкому росту турбулентности потока и в межлопаточном канале формируется турбулентный пограничный слой.

На основании приведенных соотношений представляется более точно рассчитать профильные потери, для чего предлагается ввести в формулы (2.11.2) и (2.11.3) коэффициенты идентификации $K^{**}_{диф.}$ по (2.11.4) и (2.11.5).

При известных скоростях потока на спинке профиля в горле решетки $\lambda_г$ и на выходе из нее λ_2 рассчитывается коэффициент восстановления полного давления в межлопаточном диффузоре по формуле:

$$\sigma_{г-2} = 1 - \frac{\kappa - 1}{2} \times \lambda_г^2 \times \xi \times K^{**}_{диф.} \qquad (2.11.6)$$

Следует отметить, что структура рассмотренных эмпирических зависимостей не учитывает воздействие турбулентности набегающего потока на механизм образования потерь.

Это объясняется тем, что в период интенсивных исследований по разработке этих двухмерных и квазитрехмерных моделей течения в компрессорах, отсутствовала необходимая аппаратура для измерения турбулентности потока и ее воздействия на механизм образования потерь. Поэтому все эти исследования на плоских решетках, ступенях и компрессорах производились в низкотурбулентном потоке Е<1-2%. И только начиная с 70-х годов, когда началась интенсивная разработка сверхзвуковых высокоманевренных самолетов и турбулентность превысила 5-10%, возникла насущная потребность в учете воздействия турбулентности и неравномерности полей давления входного потока. Кроме того, в компрессорах с околозвуковыми и сверхзвуковыми ступенями резко воз-

роста и внутри компрессорная турбулентность. По этим причинам расчет таких компрессоров по двухмерным и квазитрехмерным программным комплексам, основанным на упомянутых эмпирических зависимостях, стал не обеспечивать удовлетворительного согласования с экспериментом.

Для улучшения согласования был разработан метод идентификационных коэффициентов [159], которые подбираются таким образом, чтобы расчет стал совпадать с экспериментом. Идентификационные коэффициенты подбираются в процессе выполнения поверочного расчета прототипа компрессора, условия эксплуатации которого близки условиям эксплуатации проектируемого компрессора и затем используются в проектном расчете нового компрессора. Следовательно, метод идентификационных коэффициентов может быть использован только в том случае, если будут известны геометрия, профилирование и экспериментальные данные близкого прототипа. При этом как показано в разделе (см. рис. 1.5),этот метод обеспечивает хорошее согласование с экспериментом только на одном расчетном режиме, а для других режимов требуется другой набор (комплект) коэффициентов. Следовательно, этот метод не является универсальным и, кроме того подбор комплекта коэффициентов очень трудоемкая задача.

В связи с изложенным и возникла необходимость в разработке модифицированного квазитрехмерного программного комплекса со структурой расчетных зависимостей, позволяющей учитывать воздействие турбулентности набегающего потока на механизм образования потерь и отставания в венцах компрессора. Такой метод и алгоритм был разработан и приведен в разделе 2.1 настоящего исследования.

Таким образом, в настоящем исследовании разработаны модифицированный алгоритм и программный модуль для расчета потерь и угла отставания, предназначенные для решения прямой задачи расчета течения в венцах по напорной характеристике компрессора в составе квазитрехмерного программного комплекса.

Структурная схема квазитрехмерного программного комплекса, разработанного в СНТК, приведена на рис. 2.11.1. Комплекс включает в себя: программные модули:

-модуль проектного кинематического расчета в межвенцовых зазорах на заданном режиме;

-модуль расчета геометрии венцов и координат профилей лопаток, обеспечивающий максимальную величину КПД на заданном проектном режиме;

-модуль решения прямой задачи расчета течения (потерь и углов отставания) в квазитрехмерной постановке в рамках осесимметричной задачи с использованием обобщенных эмпирических зависимостей по учету трехмерных эффектов, оптимизированных для достижения максимального КПД на проектном режиме (в проектной точке). В эмпирические зависимости модулей включены идентификационные коэффициенты, позволяющие улучшать согласование расчета с экспериментом.

Практика показала, что эти модули, разработанные на базе обобщенных эмпирических зависимостей, обеспечивают хорошее согласование с экспериментов в расчетной точке, т. е. в области максимального КПД напорной ветки характеристики. Перечисленные модули обеспечивают на ПЭВМ типа Pentium1 выполнение проектного кинематического расчета и геометрии 10 ступенчатого компрессора в течение <5 сек.

При расчете участка напорной ветки вблизи границы помпажа необходимо подключать (использовать) модифицированный модуль, разработанной в настоящем исследований. При этом расчет течения в тракте компрессора выполняется в рамках осесимметричной задачи с учетом трехмерного эффекта, возникающего из-за переменной высоты струйки тока вследствие разных величин скоростей и плотности в межвенцовых зазорах на входе, выходе и в горле межлопаточного канала. По переменной высоте струйки тока с использованием соотношения 6.1.7 (см. раздел 6.1) определяются радиусы кривизны струйки тока, через которые в уравнении радиального равновесия учитывается упомянутый трехмерный эффект. Введение всего одного дополнительного (к межвенцовым

зазорам) рас[illegible] в горле венцов, параметры потока в котором рассчитываются согласно алгоритма главы 2 обеспечивает хорошее согласование расчета с экспериментом.

В настоящее время завершено подключение к комплексу модулей, разработанных совместно с СГАУ под руководством профессора Б.М.Аронова:

-модуля формирования конструкции лопатки компрессора с замком различного типа (ласточкин хвост, елка и т.д.)

-модуля расчета лопатки компрессора на прочность, включая отстройку частотных характеристик и уточнения геометрии лопатки;

-модуля формирования файла параметров чертежа лопатки и файлов для технологии изготовления лопаток компрессора.

С использованием описанного объединенного программного комплекса выполнено проектирование компрессора газотурбинного двигателя НК-126.

Ранее исходный программный комплекс СНТК использовался при проектировании и доводке компрессоров двигателей семейства "НК" (НК-32, НК-36, НК-37, НК-38 и НК-93).

Следует отметить, что в настоящее время интенсивно разрабатываются трехмерные программные комплексы, основанные на решении дифференциальных уравнений Навье Стокса и с учетом турбулентности набегающего потока. Внедрение этих комплексов в инженерную практику сдерживается как большими сложностями по построений единой расчетной сетки в абсолютном и относительном движениях, так и отсутствием единой модели турбулентности, обеспечивающей согласование с экспериментом на всех режимах работы по напорной ветке от запирания до границы помпажа. На СНТК проводятся работы по опробованию трехмерных комплексов (ANSYS, Star CD и т. д.). Выполняется анализ обтекания отдельных решеток и венцов, но обеспечить сквозной расчет всего в целом компрессора пока не представляется возможным как из-за нерешенной проблемы сращивания расчетных сеток в абсолютном и относительном движениях, так и из-за отсутствия ЭВМ с большой памятью.

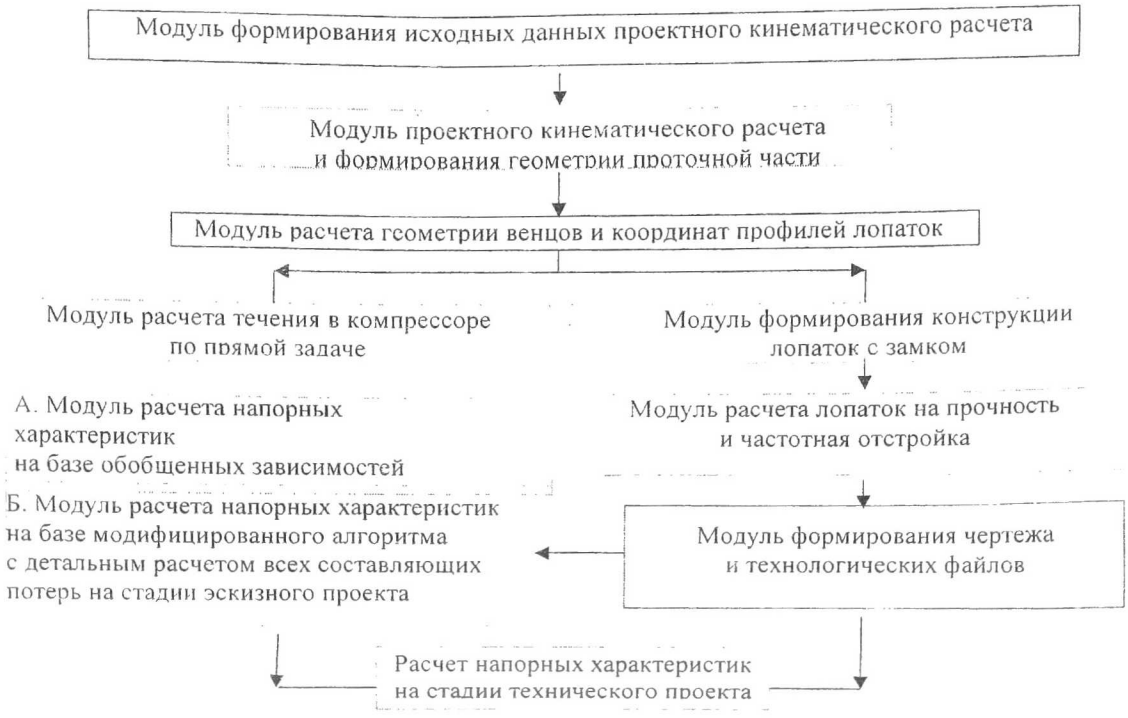


Рис.2.11.2. Программный комплекс СНТК для проектирования и доводки осевых компрессоров в постановке

Выводы к главе 2

1. На базе физической картины течения в тракте компрессора разработаны модель течения и алгоритм, позволяющие выполнять поэлементный расчет всех составляющих потерь в межлопаточном канале компрессорной решетки
2. Для поэлементного расчета отдельных составляющих потерь разработан ряд, имеющих самостоятельное значение, газодинамических задач:

-метод расчета параметров отсоединенной головной волны;

-метод расчета скорости перед замыкающим скачком уплотнения в горле компрессорной решетки;

-метод расчета характеристик плоского полусвободного следа;

-метод расчета параметров области взаимодействия прямого скачка уплотнения с турбулентным пограничным слоем;

-метод расчета характеристик турбулентного пограничного слоя с учетом воздействия внешней турбулентности.

3. Получена эмпирическая зависимость углов отставания потока в компрессорной решетке, учитывающая поворот потока в замыкающем скачке уплотнения, обеспечивающая физически более точную величину угла отставания при сверхзвуковых скоростях набегающего потока.
4. Разработанные модифицированный алгоритм и программный модуль предназначены для решения прямой задачи расчета течения в венцах компрессора в составе квазитрехмерного программного комплекса СНТК.

ГЛАВА 3. ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ОЦЕНКЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ ТУРБУЛЕНТНОСТИ НАБЕГАЮЩЕГО ПОТОКА НА ТЕЧЕНИЕ В КОМПРЕССОРНЫХ РЕШЕТКАХ

3.1. Оценка воздействия турбулентных вихрей на параметры осевых компрессоров

В настоящее время при проектировании и экспериментальной доводке осевых компрессоров воздушный поток на входе в компрессор принимается потенциальным, т.е. безвихревым. Это допущение справедливо при малых дозвуковых скоростях потока и для воздухозаборных устройств с безградиентным или ускоренным безотрывным течением, обеспечиваемым лемнискатным воздухозаборником с последующим плавным цилиндрическим каналом (см. рис. 3.1.1).

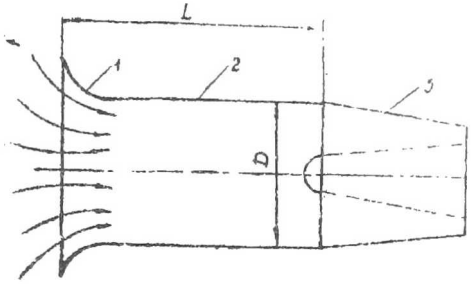


Рис. 3.1.1. Воздухозаборное устройство осевого компрессора:
1 - лемнискатный воздухозаборник; 2 - цилиндрический канал; 3 - осевой компрессор

Однако в системе силовой установки сверхзвукового самолета (см. рис.3.1.2), когда воздушный поток на выходе из сверхзвукового воздухозаборника является существенно турбулентным, возникает практическая необходимость в оценке погрешности, вносимой упомянутым допущением, т.е. в оценке

влияния турбулентных вихрей на параметры осевого компрессора. В сверхзвуковом воздухозаборнике турбулентные вихри в основном образуются в области взаимодействия скачков уплотнения с пограничным слоем на клине, а также в зонах диффузорного отрыва потока за горлом воздухозаборника.

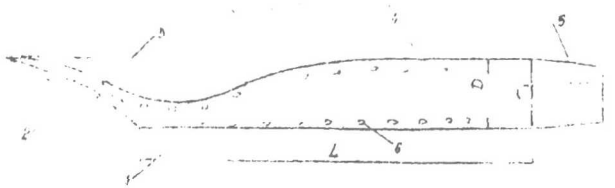


Рис. 3.1.2. Воздухозаборное устройство сверхзвукового самолета:
1 - сверхзвуковой воздухозаборник с прямоугольным входным сечением;
2 - скачки уплотнения; 3 - клин воздухозаборника; 4 - воздухоподводящий канал обеспечивающий переход от прямоугольного сечения к круглому;
5 - осевой компрессор; 6 - турбулентные вихри

Турбулентные вихри — это трехмерные образования, центр тяжести которых движется со скоростью основного потока U, а частицы внутри его вращаются вокруг центра тяжести с тангенциальной скоростью V. Интенсивность вихрей обычно характеризуется степенью турбулентности [1], представляющей отношение среднеквадратической скорости вращения

$$V=\sqrt{V_x^2+V_y^2+V_z^2} \qquad (3.1.1)$$

к скорости основного потока

$$E_V=\frac{V}{U}. \qquad (3.1.2)$$

Здесь V_x, V_y и V_z —проекции вектора скорости U на координатные оси.

Величина E_V может быть измерена с помощью термоанемометров [117] или рассчитана через экспериментально измеренную величину среднеквадратической амплитуды ε_p пульсаций полного давления p^* потока

$$E_V=\frac{\varepsilon_p}{k_\varepsilon M^2}. \qquad (3.1.3)$$

Здесь M - число Маха основного потока, а к - отношение удельных теплоемкостей. Размеры турбулентного вихря оцениваются по соотношениям

$$\varepsilon_x = K_x U \tau_p;$$
$$\delta_y = K_y U \tau_p; \qquad (3.1.4)$$
$$\delta_z = K_z U \tau_p.$$

где Эйлеров масштаб пульсаций полного давления

$$\tau_p = \frac{\delta(0)}{4\varepsilon_p}. \qquad (3.1.5)$$

Здесь $\delta(0)$—уровень спектральной плотности мощности пульсаций полного давления на нулевой частоте.

Коэффициенты K_x, K_y и K_z для изотропного, т.е. круглого турбулентного вихря, наблюдающегося в автомодельной области на больших расстояниях от места отрыва, равны единице. Если воздухозаборник сверхзвуковой и компрессор наводится на конечном расстоянии от места отрыва, т.е. в неавтомодельной области, K_x=1, а K_y и K_z близки 0.5 [40].

При известной степени турбулентности можно оценить кинетическую энергию, заключенную в вихрях, например, в долях полного давления $\Delta P^*_в/P^*$

$$\sigma_E = \frac{\Delta P^*_E}{P^*} = 1 - E_V \times [1 - \pi(\lambda)]. \qquad (3.1.6)$$

Здесь:

λ — приведенная скорость основного потока;

$\pi(\lambda)$ - газодинамическая функция.

На рис. 3.1.3 приведено изменение σ_E от приведенной скорости основного потока для нескольких степеней турбулентности. При максимальных скоростях на входе в осевые компрессоры (λ=0,6...0,8) и степени турбулентности, большей 10%, кинетическая энергия в турбулентных вихрях достигает 1-2% от полного давления P^*

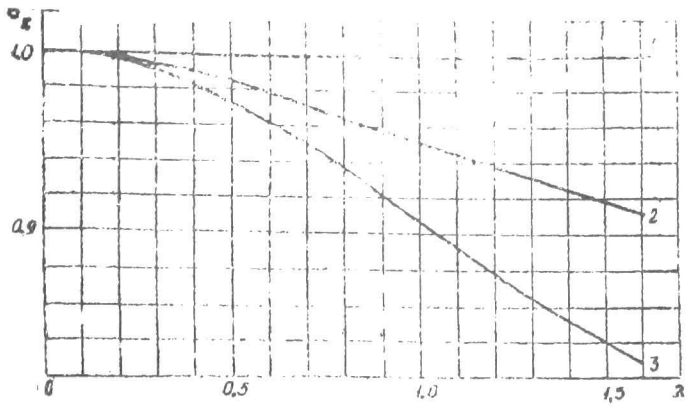


Рис. 3.1.3. Зависимость σ_E от приведенной скорости основного потока:
1-E_V=0; 2-E_V=0.1; 3-E_V=0.2

В безградиентном течении трехмерные турбулентные вихри вследствие вязкости теряют свою энергию, уменьшаются в размере и постепенно затухают [117].

В настоящее время отсутствует теоретическое решение задачи распространения турбулентного вихря для задач внутренней аэродинамики даже в каналах с безградиентным течением. Однако, используя результаты [117], полученные для закона затухания интенсивности

$$V^2=\frac{\Delta_0}{48\sqrt{2\pi}}=\frac{1}{(\nu t)^{\frac{5}{2}}} \qquad (3.1.7)$$

и масштаба турбулентности

$$\delta_y=2\sqrt{\nu\times t} \qquad (3.1.8)$$

вихря в безграничном пространстве, можно оценить продолжительность времени, в течение которого энергия изотропного вихря уменьшится на порядок:

$$\Delta t=\frac{\delta_{y1}^2}{4\nu}\left[\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\frac{4}{5}}-1\right]\approx 0.375\frac{\delta_{y1}^2}{\nu} \qquad (3.1.9)$$

Здесь t - текущее время; ν - кинематический коэффициент вязкости; λ_0 - инвариантная от времени интегральная величина [117].

При известном времени Δt расс[illegible]у Δx, на котором реализуется рассматриваемое затухание

$$\Delta x=\Delta t\times U. \qquad (3.1.10)$$

Из этого следует, что для силовых установок сверхзвуковых самолетов это расстояние на порядок больше суммарной длины воздухозаборника и турбореактивного двигателя. Следовательно, в газовоздушный тракт осевого компрессора турбореактивного двигателя поступают турбулентные вихри, кинетическая энергия вращения которых достигает 1÷2% величины полного давления на входе.

Известно, что при некотором стечении обстоятельств трехмерная турбулентность может превращаться в двумерную [156], которая далее в процессе вырождения может возвращать-преобразовывать энергию вращения в энергию поступательного движения потока. Как следует из работ [156] и [65], превращение трехмерной турбулентности в двумерную с дальнейшим вырождением ее происходит под воздействием массовых и поверхностных сил и при ускорении потока, в частности, наиболее интенсивно при ускорении дозвукового потока до звуковой скорости.

В этом смысле в осевых компрессорах, состоящих из большого числа последовательно расположенных лопаточных венцов, набранных из радиальных лопаток, при повышенных густотах создаются условия для превращения трехмерной турбулентности в двухмерную. При шаге лопаток $t_л$, существенно меньшем размера вихря:

$$t_л<<\delta_z \qquad (3.1.11)$$

натекающий на венец трехмерный вихрь рассекается на плоские вихри, оси которых перпендикулярны хорде лопаток. Составляющая скорости V_z вихря гасится на боковой поверхности лопаток. Из-за ускорения потока в горле решетки создаются условия для вырождения турбулентности и некоторого увеличения энергии основного потока (полного давления) за счет энергии вращения вихря. Предельная величина этого увеличения была оценена в 1÷2%. Чем больше ско-

рость потока в горле решетки

$$\lambda_г >> \lambda_{вх}, \qquad (3.1.12)$$

тем больше вырождение вихря. При $\lambda_г = 1$ набегающие на компрессорную решетку вихри практически полностью вырождаются [65].

Известно, что в межлопаточном диффузоре компрессорной решетки формируются трехмерные турбулентные вихри [79], размеры которых пропорциональны хорде лопатки. При натекании этих вихрей на лопатки последующего венца трехмерные вихри также рассекаются на двумерные с последующим вырождением, если выполняются условия (3.1.11), (3.1.12). Однако в осевых компрессорах выполнить полностью условия (3.1.11), (3.1.12), т.е. шаг каждого последующего венца делать существенно меньшим шага предыдущего, не представляется возможным по условиям прочности и условиям размещения замков рабочих лопаток в дисках и лопаток направляющих аппаратов - в статорных кольцах. В осевом компрессоре условия (3.1.11), (3.1.12) частично выполняются автоматически, так как шаг каждого последующего венца по конструктивным соображениям уменьшается в 1.5÷2 раза, а поток в горле решеток разгоняется из-за телесности лопаток. По-видимому, обеспечение в осевом компрессоре условий (3.1.11), (3.1.12) специальным уменьшением шага и профилированием только входного и выходного направляющих аппаратов, а также одного из направляющих аппаратов внутри компрессора, в какой-то степени позволяет использовать эффект вырождения турбулентности для увеличения полного давления и соответствующего повышения коэффициента полезного действия и запасов газодинамической устойчивости. Известная рекомендация устанавливать входной направляющий аппарат (даже без изгиба лопаток) в компрессор ГТД, предназначенного для работы в высокотурбинном потоке, также реализует условия вырождения турбулентности. Действительно, в осевых компрессорах, имеющих высокие коэффициенты полезного действия и запаса газодинамической устойчивости, имеется несколько венцов, обеспечивающих выполнение условий (3.1.11), (3.1.12). Известно [40], что входная турбулентность не прохо-

дит через компрессор с вертикальными напорными ветками, для которых

$$\pi_K=var \text{ при } G_B=const, \qquad (3.1.13)$$

т. е. в том случае, когда наиболее полно выполняются условия (3.1.11) и (3.1.12). При пологих напорных ветках

$$\pi_K=const \text{ при } G_B=var, \qquad (3.1.14)$$

где. π_K - степень повышения давления в компрессоре; $G_в$ - расход воздуха через компрессор, входная турбулентность в компрессоре даже усиливается, существенно уменьшая при этом коэффициент полезного действия и степень повышения давления.

При пологих напорных ветках компрессоров запасы газодинамической устойчивости существенно уменьшаются с увеличением входной турбулентности, в то время как при вертикальных напорных ветках они сохраняются достаточно большими [40], [57], [105].

Таким образом, турбулентные вихри могут либо существенно снижать запасы газодинамической устойчивости и параметры осевого компрессора, либо при определенных условиях, наоборот, даже несколько (до 1÷2%) увеличивать полное давление в тракте компрессора за счет преобразования энергии вращения вихрей в энергию поступательного движения потока. Это увеличение полного давления может несколько повышать фактическую степень повышения давления и коэффициент полезного действия компрессора при работе с турбулентным потоком на входе.

3.2. Выходной направляющий аппарат осевого компрессора с внезапным расширением тракта на входе

Некоторые особенности воздействия турбулентных вихрей на течение в компрессорной решетке можно продемонстрировать на примере выходного направляющего аппарата с внезапным расширением тракта на входе.

Рассмотрим составляющие потерь в прямой решетке направляющего аппарата. При цилиндрическом тракте ($h_1 = h_2$) потери в направляющем аппарате складываются из профильных, краевых и индуктивных. Индуктивные потери являются следствием вихревого движения воздуха в области прямого угла между спинкой лопатки решетки направляющего аппарата и краевой поверхностью. Ось вращения этого вихря направлена примерно по направлению потока. Индуктивные потери составляют до 40% от общих потерь лопаточного венца при безотрывном течении потока в области краевых поверхностей.

При больших поворотах потока в решетке направляющего аппарата и диффузорном расширяющемся тракте при превышении определенной величины $h_2/h_1>1$ в области краевых поверхностей венца возникает отрыв потока, сопровождающийся большим увеличением потерь полного давления в этой области [101]. При этом интенсивность индуктивного вихря и, следовательно, потери в области краевых поверхностей, а также полные потери прямой решетки, существенно возрастают.

В [101] приведены результаты систематических исследований прямых решеток с диффузорным расширением тракта в меридиональной плоскости ($h_1 = h_2$). Дано описание установки, на которой проводилось исследование.

На рис. 3.2.1 приведено изменение полного осредненного коэффициента потерь $\overline{\Delta P^*_\Sigma}$ решетки с h_1=58 мм в зависимости от величины уширения h_2/h_1.

При определении коэффициента потерь измерялось уменьшение полного давления потока в решетке ΔP^*_1 через 5 мм по шагу и высоте лопатки решетки. Средняя величина потерь ΔP^*_Σ в решетке определялась среднеарифметическим

осреднением измеренных величин ΔP^*_i, в решетке. Коэффициент потерь решетки $\overline{\Delta P_\Sigma}$ определялся как отношение ΔP^*_Σ решетки к скоростному напору потока на входе в нее. Решетка составлена из профилей семейства Б, описанных в работе [100] с изгибом θ=40°, углом установки профиля в решетке γ=10°, шагом t=32 мм и хордой b=80 мм при угле атаки i=1°

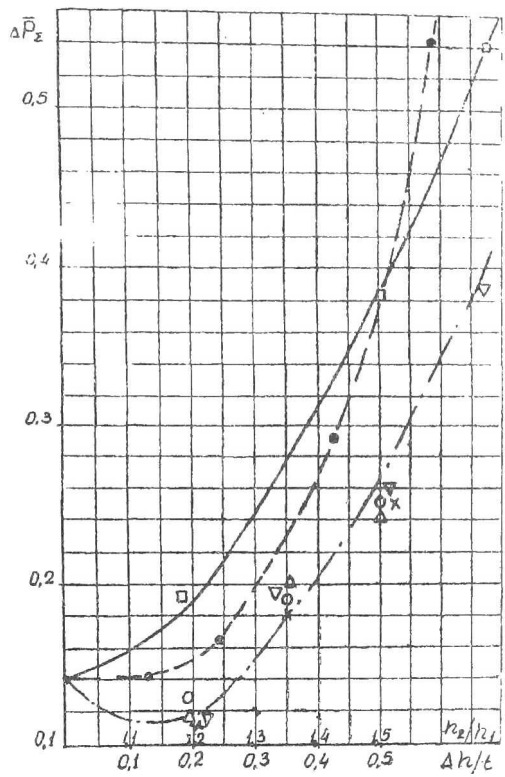


Рис. 3.2.1. Зависимость потерь полного давления в решетке направляющего аппарата от формы тракта

1 - диффузорный тракт; 2 - тракт с внезапным расширением на входе при s/t=0; 3 - тракт с внезапным расширением, на входе при s/t=0.4÷1.6,

o - s/t=0.437; Δ - s/t==0.75; x - s/t=1.05; ∇ - s/t=1.56

При работе решетки направляющего аппарата (Н.А.) с внезапным расширением тракта перед лопатками соотношение различного вида потерь в общих потерях венца заметно меняется в зависимости от величин $\Delta h/t$ и s/t (см. рис. 3.2.2) решетки направляющего аппарата. Так, при достаточно большой величине $s \geq (7 \div 8)\Delta h$ круговой вихрь „А", сформировавшийся за уступом в тракте Δh, затухает, не доходя до входа в решетку, и полные потери системы „уступ - цилиндрический направляющий аппарат" будут складываться из собственно потерь на внезапное расширение и полных потерь в направляющем аппарате с цилиндрическим трактом. В этом случае суммарные потери системы будут больше, чем потери в одном цилиндрическом направляющем аппарате. При диффузорном тракте с $h_2 - h_1 = 2\Delta h$ потери в этом же направляющем аппарате могут оказаться при развившемся, вследствие торможения осевой скорости в диффузорном тракте, отрыве потока на краевых поверхностях все же большими, чем потери в системе „уступ - цилиндрический направляющий аппарат"

При уменьшении величины s круговой вихрь „А" не успевает затухнуть до сечения на входе в направляющий аппарат и разрезается на отдельные вихри с осями, перпендикулярными основному направлению потока, которые образуют вихревой слой между краевой поверхностью и основным потоком, препятствуют возникновению вторичных течений и предотвращают возникновение больших индуктивных потерь в решетке направляющего аппарата с цилиндрическим трактом. В этом устройстве реализуются условия (3.1.11) и (3.1.12) раздела 3.1 и расчлененный вихрь „А", вырождаясь возвращает часть своей кинетической энергии в поток. При этом суммарные потери системы „уступ - цилиндрический направляющий аппарат" при соответствующих значениях $\Delta h/t$ и s/t становятся меньшими потерь в одной цилиндрической решетке при значительно большей величине торможения потока ($h_2/h_1 > 1$), а также значительно меньшими, чем в решетке с диффузорно расширяющимся трактом при тех же значениях h_2/h_1 (см. рис. 3.2.1).

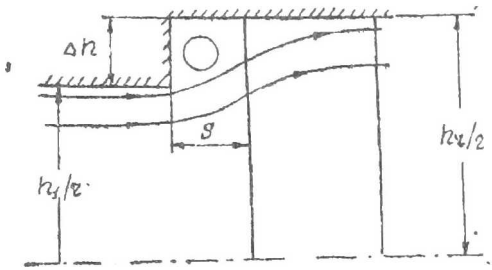


Рис. 3.2.2. Схема течения в решетке направляющего аппарата при внезапном расширении тракта на входе

В исследованной решетке этот диапазон значений $s/t \approx 0.5 \div 1.5$. При $s/t \approx 0.5 \div 1.5$ суммарные потери в решетке с внезапным расширением тракта на входе существенно уменьшаются по сравнению с диффузорным трактом и имеют ясно выраженный минимум при $\Delta h/t = 0.1 \div 0.2$. Эти минимальные потери в решетке с внезапным расширением тракта на входе оказываются даже несколько меньшими, чем в решетке с цилиндрическим трактом. При $s=0$ вихрь „А" образуется непосредственно в межлопаточном канале решетки, и суммарные потери возрастают.

Следовательно, при определенных величинах s/t и $\Delta h/t$ системы ее суммарные потери могут иметь минимум, соответствующий тому случаю, когда в диффузорную часть решетки приходит вырождающийся вихрь „А", не вызывающий ухудшения ее работы, а индуктивные потери еще не успевают развиться из-за наличия вихревой прослойки.

Приведенные экспериментальные данные подтверждают выводы, изложенные в разделе 3.1.

Данный способ снижения потерь в решетках выходных НА был внедрен на компрессор высокого давления двигателя НК-8 и дал положительный эффект. Этот способ может найти применение при проектировании осевых компрессоров (см. АС №270402 [13]).

3.3. Изменение изотропной турбулентности потока в скачке уплотнения

Приводятся результаты приближенного решения задачи об изменении турбулентности в скачке уплотнения вне области взаимодействия с пограничным слоем. Задача решается на основании уравнения Прандтля для сжимаемого газа и изотропной турбулентности набегающего потока.

В вязком сжимаемом потоке газа имеют место вихревые образования - турбулентные вихри, интенсивность которых обычно оценивается степенью турбулентности [177]:

$$E_x=\frac{\Delta V_x}{V_x}=\frac{\Delta\lambda_x}{\lambda_x},\ E_y=\frac{\Delta V_y}{V_y}=\frac{\Delta\lambda_y}{\lambda_y},\ E_z=\frac{\Delta V_z}{V_z}=\frac{\Delta\lambda_z}{\lambda_z} \qquad (3.3.1)$$

где ΔV_x, ΔV_y, ΔV_z - амплитуды пульсаций скорости, а V_x, V_y, V_z - осредненные проекции вектора скорости потока на оси координат.

С течением времени и ростом расстояния от места возникновения турбулентного вихря размер его вследствие диссипации энергии уменьшается, и вихрь постепенно затухает [117]. Изменение турбулентных вихрей в скачке уплотнения представляет большой интерес для ряда практических задач.

В случае изотропной турбулентности, когда интенсивности турбулентного вихря по всем координатным осям равны:

$$E_x=E_y=E_z \qquad (3.3.2)$$

представляется возможным получить теоретическое решение для изменения степени турбулентности. Учитывая, что для скачка уплотнения уравнение Прандтля имеет вид [117]

$$V_1\times V_2=a_{кр}^2;\ \lambda_1\times\lambda_2=1, \qquad (3.3.3)$$

где $a_{кр}$ - критическая скорость звука, λ_1 и λ_2 - приведенные скорости потока соответственно перед и за скачком уплотнения, можно записать следующее очевидное выражение для изменения мгновенных скоростей потока перед и за скачком уплотнения:

$$(1\pm\frac{\Delta\lambda_1}{\lambda_1})\times(1\mp\frac{\Delta\lambda_2}{\lambda_2})=1. \qquad (3.3.4)$$

Для случая уменьшения скорости набегающего потока λ_1, на величину $\Delta\lambda_1$ получаем выражение,

$$\left|\frac{\Delta\lambda_2}{\lambda_2}\right| = \left|\frac{\frac{\Delta\lambda_1}{\lambda_1}}{1-\frac{\Delta\lambda_1}{\lambda_1}}\right|, \tag{3.3.5}$$

а для случая увеличения скорости потока λ_1 на величину $\Delta\lambda_1$ получаем:

$$\left|\frac{\Delta\lambda_2}{\lambda_2}\right| = \left|\frac{\frac{\Delta\lambda_1}{\lambda_1}}{1+\frac{\Delta\lambda_1}{\lambda_1}}\right|, \tag{3.3.6}$$

Осредненная интенсивность турбулентности за скачком уплотнения будет

$$E_2=\frac{1}{2}\left|\frac{\frac{\Delta\lambda_1}{\lambda_1}}{1-\frac{\Delta\lambda_1}{\lambda_1}}\right|+\frac{1}{2}\left|\frac{\frac{\Delta\lambda_1}{\lambda_1}}{1+\frac{\Delta\lambda_1}{\lambda_1}}\right| \tag{3.3.7}$$

Учитывая, что в знаменателе произведение $(1+E_1)\times(1-E_1)$ близко к единице, так как E_1^2 близко к нулю, получаем в первом приближении:

$$E_2=E_1 \tag{3.3.8}$$

Таким образом, степень турбулентности набегающего потока в случае изотропной турбулентности в скачке уплотнения практически не меняется. Полученный теоретический результат нуждается в экспериментальном подтверждении.

3.4. Оценка воздействия изотропной турбулентности набегающего потока на характеристики сверхзвуковых компрессорных решеток

Известно, что с повышением турбулентности внешнего потока профиль скорости в пограничном слое становится более заполненным, толщина пограничного слоя возрастает и, начиная со степени турбулентности E, большей 1%, ламинарное течение в пограничном слое, по крайней мере, в проточной части турбомашин, преобразуется в турбулентное [117]. При этом потери энергии и толщина пограничного слоя увеличиваются пропорционально увеличению степени турбулентности.

Влияние изотропной турбулентности на толщину потери импульса двухмерного турбулентного пограничного слоя учитывается в [85], [65] путем введения поправочного коэффициента

$$\delta_E^{**}=\delta_{E=0}^{**}\times K_E^{**}, \qquad (3.4.1)$$

где K_E^{**} по данным [64] определяется выражением:

$$K_E^{**}= 1+200\times(E/100-0{,}01)^2. \qquad (3.4.2)$$

Влияние изотропной турбулентности на показатель n распределения скорости в двухмерном пограничном слое можно оценить по экспериментальным данным [163], которые аппроксимируются выражением:

$$n_E=n_{E=0}\times(1+0.8\times E). \qquad (3.4.3)$$

Используя формулы [85], экспериментальную зависимость для толщины потери импульса (3.4.2) и выражение (3.4.3), можно оценить совместное влияние турбулентности и приведенной скорости основного потока на характеристики турбулентного пограничного слоя:

$$\delta_E^{*}/\delta_{E=0}^{*}=K_E^{*}=K_E^{**}\times H_E/H_{E=0}, \qquad (3.4.4)$$

$$\delta_E/\delta_{E=0}=K_E=K_E^{*}\times H_E^{0}/H_{E=0}^{0}, \qquad (3.4.5)$$

$$\delta_E^{***}/\delta_{E=0}^{***}=K_E^{***}=K_E^{**}\times H_E^{00}/H_{E=0}^{00}, \qquad (3.4.6)$$

где H_E, H_E^0, H_E^{00} - коэффициенты формы профиля скорости [85]. При этом зависимости для коэффициентов изменения условных толщин пограничного

слоя под воздействием приведенной скорости λ и степени турбулентности E могут быть аппроксимированы выражениями:

$$K_\lambda^{***}=1-0.1\times\lambda^2, \quad (3.4.7)$$

$$K_\lambda^{*}=1+(0.2+0.01\times\lambda\times(n_{E=0}-4))\times\lambda^2, \quad (3.4.8)$$

$$K_E^{***}=1+0.02\times E^2, \quad (3.4.9)$$

$$K_E^{*}=0.9+\lambda/10+0.034\times(E-2+^{\lambda^4\times\frac{(1+E)}{15}+\frac{n_{E=0}-7}{20}})^{1.76}. \quad (3.4.10)$$

В [84] рассмотрено обтекание компрессорной решетки вязким сверхзвуковым потоком с нулевой степенью турбулентности, приведены формулы и порядок расчета течения в решетке с учетом влияния турбулентного пограничного слоя. Показано, что в горле решетки поток разгоняется и на режиме максимальной производительности скорость потока в горле решетки становится равной скорости звука.

В работах [117], [65] показано, что при разгоне потока турбулентность уменьшается и при достижении звуковой скорости полностью вырождается, т. е. при приведенной скорости потока равной 1 E~0. Для компрессорной решетки это означает, что на режиме максимальной производительности изотропная турбулентность набегающего потока воздействует на пограничный слой только на входном участке решетки. Принимая, что в скачке уплотнения изотропная турбулентность остается неизменной и вырождение степени турбулентности набегающего потока E_∞ на входном участке компрессорной решетки подчиняется соотношению:

$$E_\Gamma=E_\infty\times(1-\lambda_\Gamma), \quad (3.4.11)$$

где E_Γ - степень турбулентности; λ_Γ - приведенная скорость в горле решетки, получаем следующую зависимость для расчета эффективной средней турбулентности, определяющей характеристики пограничного слоя на входном участке решетки:

$$E_{вх}=0.5\times E_\infty. \quad (3.4.12)$$

В первом приближении увеличение потерь полного давления на входном

участке решетки оценивается по формуле:

$$\sigma_E = 1-(1-\sigma_{E=0})\times K_E^{***}, \qquad (3.4.13)$$

где $\sigma_{E=0}=\sigma_{погр}\times\sigma_{взл}$; σ_E - коэффициенты восстановления давления в пограничном слое на входном участке решетки в нетурбулентном и турбулентном набегающих потоках, а увеличение минимально возможного угла набегающего на решетку потока:

$$\frac{\cos\alpha_{1E}}{\cos\alpha_{1E=0}} \quad \frac{\left[1-(1-\sigma_{E=0})\times K_E^{***}\right]\times\left[1-(1-\mu_{1E=0})\times K_E^{*}\right]}{\sigma_{E=0}\times\mu_{1E=0}} \qquad (3.4.14)$$

где $\alpha_{1E}=0$, α_{1E} - угол между направлением набегающего на решетку потока и ее осью соответственно в нетурбулентном и турбулентном потоках.

На рис. 1 приведено изменение характеристик входного участка компрессорной решетки, образованной из плоских пластин толщиной 2 мм с радиусными носиками, хордой 100 мм, густотой t/b=0.5 и углом установки относительно оси, равным 60°

Из рис. 3.4.1 видно, что с увеличением турбулентности набегающего потока потери полного давления в решетке существенно возрастают, а производительность решетки, характеризуемая углом α_{1E}, уменьшается.

Выражение для предельно допустимой посадки скорости в межлопаточном диффузоре [84] в турбулентном потоке запишется:

$$\left(\frac{\lambda_1}{\lambda_2}\right)_E \quad \sqrt[4]{\frac{A_{E=0}}{K_E^{*}}+1} = \frac{3.6-\lambda_1}{\sqrt[4]{K_E^{*}}}\times\sqrt[4]{1+\frac{K_E^{*}-1}{(3.6-\lambda_1)^4}} \qquad (3.4.15)$$

Тогда относительное уменьшение посадки скорости из-за влияния турбулентности набегающего потока будет:

$$\frac{(\lambda_1/\lambda_2)_E}{(\lambda_1/\lambda_2)_{E=0}} \quad \frac{1}{\sqrt[4]{K_E^{*}}}\times\sqrt[4]{1+\frac{K_E^{*}-1}{(3.6-\lambda_1)^4}} \qquad (3.4.16)$$

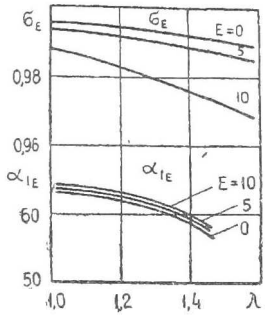


Рис. 3.4.1. Изменение потерь полного давления на входном участке решетки и угла набегающего потока на режиме максимальной производительности, от степени турбулентности набегающего потока и его скорости

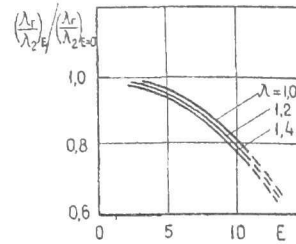


Рис. 3.4.2. Изменение посадки скорости под влиянием степени турбулентности набегающего потока и его приведенной скорости

На рис. 3.4.2 приведено уменьшение посадки скорости из-за влияния изотропной турбулентности набегающего потока. Видно, что турбулентность существенно уменьшает предельно допустимую посадку скорости в компрессорной решетке, т.е. способствует раннему появлению обратных токов в межлопаточном диффузоре, вызывающих уменьшение запасов газодинамической устойчивости компрессора. При увеличении турбулентности набегающего потока максимально возможный поворот потока в компрессорной решетке существенно уменьшается.

С уменьшением расхода воздуха через компрессорную решетку относительно режима максимальной производительности углы атаки набегающего на решетку потока возрастают, а приведенная скорость в горле решетки уменьшается от 1 до значения, равного 0.5-0.6, на режиме потери устойчивости течения. Из-за уменьшения скорости в горле решетки вырождение турбулентности на

входном участке решетки будет уменьшаться, а эффективная средняя турбулентность увеличиваться с 0,5 E_∞ до 0,7 E_∞, т.е. примерно на 20%, что дополнительно увеличивает потери полного давления в решетке.

Таким образом, воздействие изотропной турбулентности набегающего потока на характеристики компрессорных решеток может быть существенным и его необходимо учитывать при проектировании компрессоров.

В разделе 3.1 показано, что турбулентный поток имеет вихревую структуру с вихрями разной конфигурации и размерами. В связи с этим и воздействие турбулентности на течение, а точнее на величину потери энергии может быть различным. При размере вихря большего характерного размера (для течения в пограничном слое больше его толщины потери энергии, для решетки профилей больше шага между профилями и т.д.) могут реализоваться различные схемы воздействия на течение.

В настоящее время наиболее исследовано [33] воздействие изотропной турбулентности на потери энергии в пограничном слое при безградиентном и диффузорном течении на плоской пластине. В данном разделе выполнен анализ воздействия изотропной турбулентности на течение в плоской компрессорной решетке с использованием этих исследований. Таким образом, в настоящем разделе показано, что мелкомасштабная изотропная турбулентность существенно увеличивает потери давления в компрессорной решетке и вследствии утолщения пограничного слоя на спинке профиля увеличивает отставание потока.

Наименее изучен вопрос воздействия крупномасштабной турбулентности на течение на входном участке компрессорной решетки. В ЦИАМе [145] сейчас ведутся В.Э.Сареном и А.М.Савиным интенсивные исследования по оценке воздействия следов от лопаток впереди расположенного входного направляющего аппарата на течение в выходном направляющем аппарате. Создан специальный стенд для изучения воздействия такой турбулентности на течение в осевой ступени. Получены очень интересные результаты, показывающие, что

при реализации определенных условиях потери уменьшаются, а КПД ступени увеличивается на ~2%.

В разделе 3.2 настоящего исследования на примере выходного аппарата компрессора рассмотрено воздействие на течение вихрей, возникающих за уступом на входе в лопатки этого аппарата. Экспериментально показано, что при реализации определенных условий потери давления в системе оптимальный уступ (размер вихря) и густота решетки в выходном аппарате могут быть существенно уменьшены.

Приведенные в настоящей главе примеры по исследованию воздействия турбулентности на течение в решетках компрессора показывают на наличие определенных резервов по повышению КПД осевых компрессоров, если удается понять механизм и разработать универсальные методики и алгоритмы расчета воздействия турбулентности на течение в лопаточных венцах компрессоров.

Выводы к главе 3

1. Воздействие турбулентности на течение в компрессорах является неоднозначным:

   на возникновение турбулентных вихрей тратится кинетическая энергия потока и из-за этого уменьшаются КПД, $\pi_к$ и $G_в$;

   мелкомасштабная изотропная турбулентность потока, набегающего на венец компрессора, существенным образом изменяя режим течения в пограничных слоях межлопаточных каналов, увеличивает потери энергии;

   крупномасштабные турбулентные вихри набегающего потока также увеличивают потери энергии, но при некоторых условиях могут вернуть часть своей кинетической энергии в поступательное движение потока.

2. Сформулированы условия, необходимые для вырождения в решетке компрессора трехмерного турбулентного вихря в двухмерный вихрь.
3. Выполнена оценка возможного воздействия турбулентности на параметры компрессора.
4. Приведены экспериментальные данные по воздействию турбулентных вихрей на течение в выходном направляющем аппарате компрессора. Разработанная конструкция выходного направляющего аппарата, внедренная на двигатель НК-8, признана изобретением и защищена АС №270402.
5. Выполнена оценка по изменению изотропной турбулентности в прямом скачке уплотнения.

ГЛАВА 4. ИССЛЕДОВАНИЕ ПО ОЦЕНКЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ ВХОДНЫХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ НЕОДНОРОДНОСТЕЙ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ ГТД

4.1. Экспериментальные исследования, выполненные по доводке на заявленные параметры компрессоров двигателей семейства "НК"

Как показано в главе 1 на выходе из воздухозаборных устройств стационарных ГТД и на выходе из самолетных воздухозаборников сверхзвуковых самолетов (особенно на больших углах атаки и скольжения) возникают большие неоднородности воздушного потока, существенно уменьшающие КПД и запасы ГДУ компрессоров.

4.1.1. В настоящее время согласно ОСТ 1.00024-85, определение основных технических данных ГТД проводится с равномерным потоком воздуха на входе, а влияние эксплуатационных неоднородностей на параметры двигателя учитывается через экспериментально определенные поправочные коэффициенты.

Для определения основных технических данных ГТД, разрабатываемых на СНТК, было построено 11 стендов для испытания двигателей разной размерности с расходом воздуха от 10 кг/с до 1500 кг/с, в том числе один открытый стенд для оценки акустических характеристик и воздействия бокового ветра в стартовых условиях. На 10 закрытых стендах при испытаниях с равномерным потоком на входе степень турбулентности не превышала 5%. Эти стенды СНТК оборудованы системами измерения и регистрации как стационарных, так и нестационарных параметров, включая пульсации давления воздушного потока, переменных напряжений в деталях и вибраций опор ГТД.

Для определения напорных характеристик компрессоров был создан специальный стенд с газотурбинным приводом (см. раздел 4.3).

С целью оценки величин воздействия эксплуатационных неоднородностей воздушного потока на параметры ГТД, КПД и запасы ГДУ компрессоров на

каждом двигателе, создаваемом на СНТК, проводились специальные стендовые испытания с имитацией эксплуатационных неоднородностей. Для имитации в стендовых условиях эксплуатационных неоднородностей были разработаны (см. раздел 4.2)специальные моделирующие устройства. Так как габариты боксов стендов СНТК позволяли установку натурных самолетных воздухозаборников (см. рис. 4.1.1) длиной до 15 м, то имитация эксплуатационных неоднородностей в стартовых условиях выполнялась и с использованием штатных самолетных воздухозаборников.

I. Стенд для испытаний ГТД с имитацией эксплуатационных неоднородностей.
рассчитан для испытания ГТД с $G_{в\ пр}$до 400 кг/с;
- оборудован системами регистрации стационарных и нестационарных параметров;
позволяет проводить испытания с имитаторами неоднородностей полного давления на входе в ГТД:
а) неподвижными имитаторами из проволочных сеток, сплошных или перфорированных пластин, устанавливаемых в цилиндрическом стендовом коллекторе;
б) регулируемыми по высоте имитаторами из сплошных и перфорированных пластин (АС 114128 и АС 149842);
в) натурными самолетными воздухозаборниками

II. Способ испытания ГТД по АС 114128
путем ступенчатого через ΔH=1-2% выдвижения регулируемого интерцептора при n=const определяется граница ГДУ по $W_{кр}$;
- способ внедрен на предприятиях СНТК, КПП и КМПО;

III. Способ испытания ГТД по АС 130460
путем поочередно устанавливаемых в цилиндртческий коллектор неподвижных интерцепторов и изменения режима работы ГТД с дискретным шагом через Δn=1-2% определяются $n_{кр}$ и $W_{кр}$;
способ внедрен на предприятиях СНТК, Моторостроитель и КМПО.

ВЫВОД:
Разработанные оборудование и способы испытания ГТД внедрены в опытном и серийном производстве и обеспечили получение требуемых запасов ГДУ изделий СНТК.

Рис. 4.1.1. Оборудование и способы испытаний ГТД по оценке ГДУ

4.1.2. Так для оценки уровней неоднородностей и величины их воздействия на параметры ГТД, а также отработки элементов стартовой механизации на стендах СНТК были проведены специальные стендовые испытания двигателей

семейства "НК" с объектовыми воздухозаборниками самолетов: ИЛ-62, ИЛ-86, Ту-154, Ту-144. Испытания проводились под непосредственным руководством автора монографии. Результаты этих исследований изложены в 92 научно-технических отчетах СНТК.

4.1.3. В процессе доводочных и специальных испытаний двигателей на стендах СНТК параллельно решались следующие методические задачи.

1. Систематизация воздухозаборных устройств, как источников неоднородностей воздушного потока на входе в ГТД.

2. Усовершенствование измерительно-вычислительных комплексов для исследования влияния неоднородностей воздушного потока на параметры ГТД.

3. Разработка и обоснование методов и устройств для проведения испытаний компрессоров и ГТД с неоднородностями воздушного потока на входе.

4. Разработка методов расчета воздействия входных неоднородностей на характеристики осевых компрессоров ГТД.

5. Обоснование разработанных полу эмпирических методов расчета воздействия входных неоднородностей на характеристики осевых компрессоров.

6. Разработка конструктивных средств по уменьшению воздействия неоднородностей воздушного потока на характеристики осевых компрессоров.

7. Разработка устройств, обеспечивающих требуемые запасы ГДУ при работе ГТД в неоднородном потоке.

8. Внедрение результатов исследования в практику авиадвигателестроения и газотурбинных приводов газоперекачивающих агрегатов и электростанций.

Монография направлена на решение перечисленных проблем. Главное внимание в ней уделено разработке методов оценки величины воздействия эффектов, связанных со сжимаемостью и турбулентностью потока на характеристики осевых компрессоров и запасы ГДУ авиационных ГТД. Несмотря на то,

что работа проводилась применительно к двухконтурным турбореактивным двигателям семейства "НК", большинство принципов и разработанных методов носят общий характер и пригодны для ГТД другой конструкции и размерности.

4.1.4. В процессе этих исследований были разработаны два метода оценки влияния неоднородностей входного поля полного давления на характеристики ГТД [19] и [18]. Первый метод [19], защищенный АС 130460 используется наиболее широко как в опытном производстве, так и на серийных заводах, в том числе при производстве двигателей НК-8-2У на предприятии КМПО и двигателей НК-25 и НК-32 на предприятии "Моторостроитель". Второй метод [18], защищенный АС 114128, используется на серийном заводе предприятие КМПО, производящем двигатель НК-86.

Для измерения пульсаций полного давления в газовоздушном тракте компрессоров, как правило, применяются одноточечные зонды с цанговым креплением, позволяющим устанавливать зонд приемным отверстием в различные положения по высоте тракта. В этих зондах используется датчик ДМИ. Причем при измерении пульсаций давления на входе в двигатель, за вентилятором и за компрессором низкого давления ТРДД, т.е. в тех сечениях, где температура потока меньше 250^0С, датчик ДМИ помещается на державке прямо в газовоздушном тракте. Такие зонды, из-за малой длины каналов, соединяющих приемное отверстие зонда с датчиком ДМИ, имеют амплитудно-частотную характеристику с неравномерностью не более 10%. Для измерения пульсаций давления за компрессорами среднего и высокого давления (при температурах потока до 900°С) были спроектированы и изготовлены одноточечные зонды с датчиком ДМИ, размещенным вне газовоздушного тракта. Требуемая неравномерность амплитудно-частотной характеристики обеспечивается либо дросселем из металлорезины конструкции СГАУ либо длинной магистралью, рекомендованной ЦАГИ и ЛИИ. Зонды проектируются в таких габаритах, что бы они могли устанавливаться в те же бобышки в газовоздушном тракте, в которые устанавливаются стандартные гребенки для измерения стационарных давлений и темпера-

тур. Этот принцип позволяет унифицировать бобышки и повысить информативность испытаний. Сложившаяся в настоящее время методология измерения параметров неоднородного потока, основана на том, что стационарная составляющая – неравномерность поля полного давления - измеряется инерционными приемниками, а нестационарная часть - пульсации поля полного давления измеряются совершенно другими малоинерционными приемниками и датчиками, расположенными, как правило, в другом месте проходного сечения, т.е. в других струйках тока. Количество приемников для измерения стационарной неравномерности и пульсации давления в некоторых случаях достигает 36-48 штук, равномерно распределенных по окружности и радиусу проходного сечения. Суммарная неоднородность потока определяется в Руководстве 1976 г. как арифметическая сумма стационарной и нестационарной составляющих $W=\Delta\overline{\sigma_0}+\varepsilon$. Однако, рассмотренная методология не позволяет определить величину и предсказать время появления мгновенной максимальной величины неоднородности. Для измерения мгновенной неоднородности был спроектирован комбинированный приемник [70]. Этот приемник одновременно позволяет определять и ранее рассмотренные традиционные составляющие неоднородности потока.

4.2. Устройства для моделирования эксплуатационных неоднородностей воздушного потока, используемые при проведении исследований компрессоров двигателей семейства "НК"

На СНТК применялись и применяются несколько типов имитаторов для моделирования эксплуатационных неоднородностей поля полного давления при проведении специальных стендовых испытаний полноразмерных ДРТД отдельных каскадов и компрессоров двигателей (см. рис. 4.2.1).

1. Неподвижные имитаторы из проволочных сеток, сплошных или перфорированных пластин.

2. Регулируемые имитаторы из сплошных или перфорированных пластин.

3. Имитатор детерминированных одномерных колебаний в виде набора вращающихся пластин.

4. Имитатор неоднородности в виде дроссельного устройства.

5. Натурные самолетные воздухозаборники.

Каждый из перечисленных имитаторов создает вполне определенные неоднородности воздушного потока, но ни один из них не создает пространственных и временных полей, полностью тождественных эксплуатационным условиям. Поэтому при исследованиях по оценке влияния входных неоднородностей на параметры ГТД приходится использовать несколько имитаторов. Окончательная проверка влияния неоднородностей на параметры ГТД производится со штатным воздухозаборником сначала в стендовых условиях и затем окончательно в эксплуатационных условиях на самолете. Разнообразные имитаторы эксплуатационных неоднородностей, обеспечили проведение специальных стендовых испытаний двигателей НК-8, НК-8-2, НК-8-4, НК-144, НК-22, НК-25, НК-32 и НК-86. Разработанные имитаторы применяются серийными заводами для контроля стабильности запасов ГДУ перечисленных двигателей. Успешная эксплуатация упомянутых двигателей на самолетах ИЛ-62, Ту-154,

Ту-144, и ИЛ-86 подтверждает правильность и целесообразность использования разработанных на СНТК конструкций имитаторов.

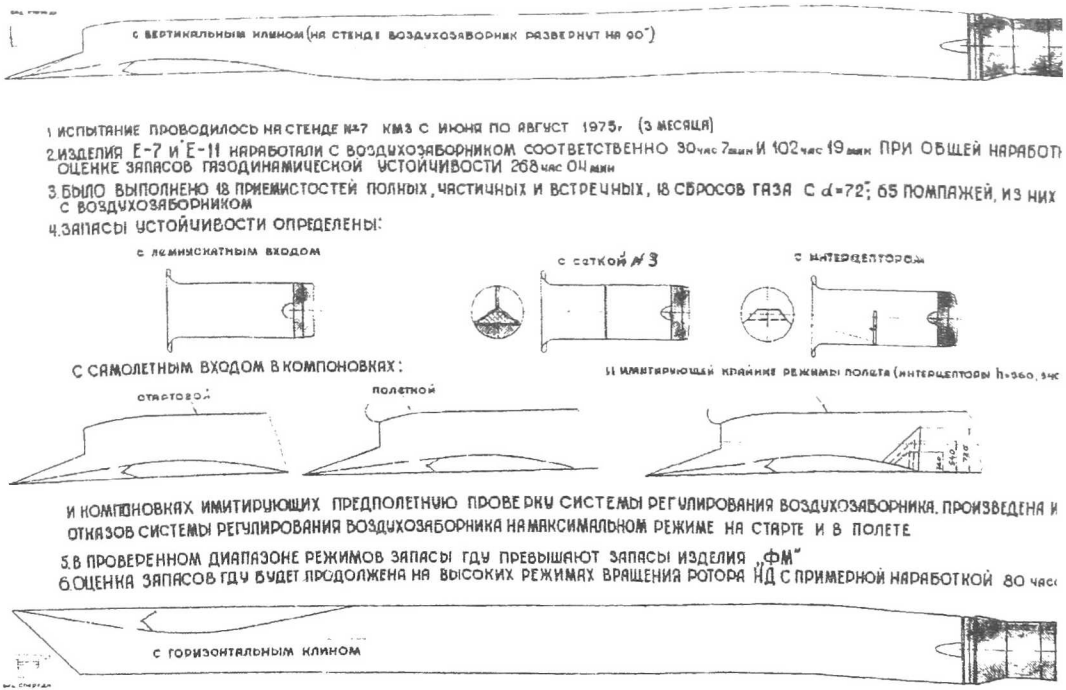


Рис. 4.2.1. Специальное стендовое испытание двигателей с воздухозаборниками

4.3. Экспериментальная база для доводки компрессоров СНТК

Определение характеристик изолированных компрессоров, доводки их на заданные параметры с учетом работы систем управления механизацией, а также оценка вибронапряженного состояния компрессоров производится на унифицированном компрессорном стенде (см. рис 4.3.1). Стенд [94] размещается в боксе длиной около 30 м, шириной 6 м и высотой 9 м. Компрессор приводится от газотурбинного двигателя - привода через мультипликатор. Частота вращения привода от 1500 об/мин до ~4500 об/мин. Максимальная мощность привода до 11300 кВт (18000 л.с.). При снижении давления на входе с помощью дросселирующих сеток, имеющихся на стенде, представляется возможным определять характеристики компрессоров с мощностью до 30000 л.с. в стандартных условиях. Стенд имеет набор стандартных расходомерных устройств от $G_{в\ пр}\approx 10$ кг/с до $G_{в\ пр}\approx 80$ кг/с и набор мультипликаторов с передаточным отношением i=1.45; 1,6; 2,7; 3,04. На выходе из испытуемого компрессора установлен регулируемый дроссель. Стенд оборудован автоматизированной измерительной системой с программным обеспечением, позволяющим в темпе испытания измерять основные параметры испытуемого компрессора. Общее число каналов измерений давлений и температур достигает 400. Стенд обеспечивает определение напорных характеристик изолированных компрессоров как с равномерным низкотурбулентным воздушным потоком на входе, так и с имитацией эксплуатационных неоднородностей воздушного потока с помощью сеток, интерцепторов и пульсаторов.

В составе штатных двигателей и установок газогенератора определяются параметры компрессоров вдоль дроссельных рабочих линий, реализуемых в полноразмерном двигателе. Выполняется согласование характеристик компрессоров с турбиной и остальными узлами двигателя. Определяется деформация характеристик компрессоров под воздействием неоднородности воздушного

потока, возникающей во впереди расположенном узле (вентиляторе, подпорной ступени, компрессоре…).

Измерение расхода воздуха через компрессор выполняется гостированными расходомерными коллекторами. Измерение расхода воздуха отбираемого из компрессора выполняется стандартными расходомерными диафрагмами.

Измерение полных давлений и температур выполняется приемниками P^* и T^*, скомпонованными в гребенки. В зависимости от высоты лопаток гребенки изготавливаются с количеством приемников от 3-х до 15. Широко применяются комбинированные приемники для одновременного в одной струйке тока измерения P^* и T^* [51]. Комбинированная гребенка СНТК защищена авторским свидетельством [15] (раздел 4.4).

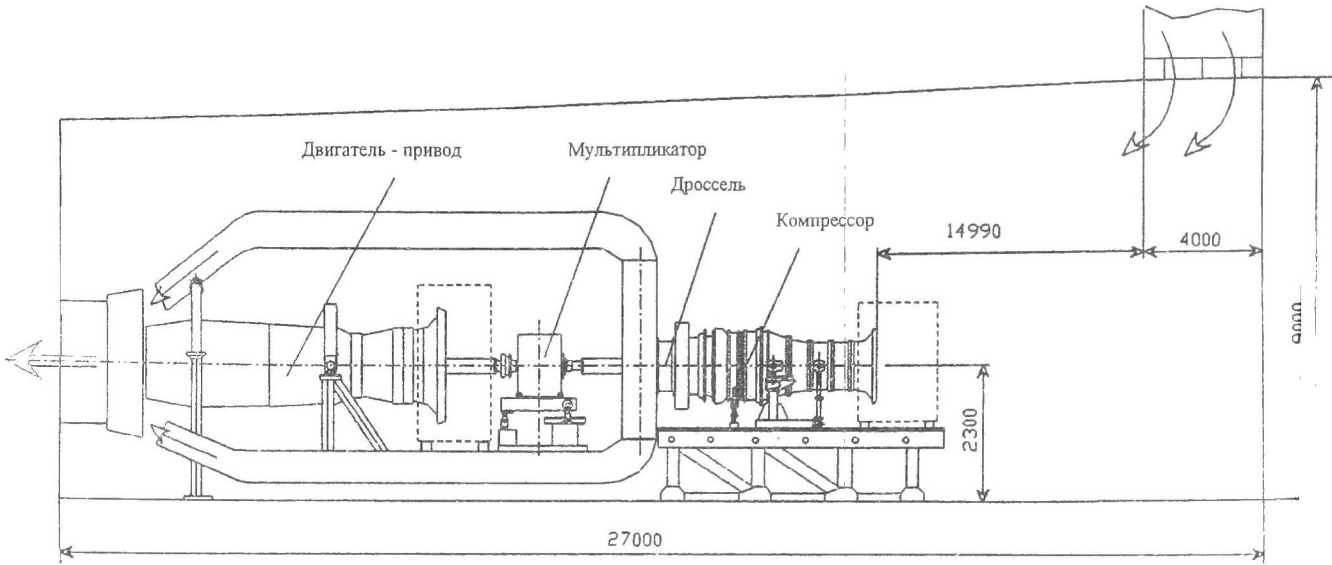


Рис. 4.3.1. Схема компрессорного стенда СНТК им Н Д Кузнецова

4.4. Исследование комбинированной гребенки для измерения в одной струйке тока заторможенных давления и температуры

Дополнительные:
обозначения
β - угол скоса потока (угол между осью трубки гребенки и вектором скорости потока).

индексы
об - обычно применяемая гребенка;
к - комбинированная гребенка;
* - параметры торможения.

Измерение давлений и температур торможения производится, как правило, радиальными и шаговыми гребенками, устанавливаемыми в различных окружных сечениях газовоздушного тракта газотурбинных двигателей или аэродинамических труб [134], [136]. С помощью этих гребенок производится раздельное измерение давлений и температур в разных по окружности струйках тока. При стационарном и равномерном по окружности потоке указанные измерения достоверны.

Однако использование обычно применяемых гребенок в современных высоконапряженных компрессорах и турбинах, а также в аэродинамических устройствах, работающих при больших скоростях газового потока при наличии существенной нестационарности и неоднородности потока по площади проходного сечения, может приводить к заметным ошибкам в оценке давлений и температур торможения.

Поэтому для повышения точности определения давления и температуры торможения целесообразно производить их измерение одновременно в одной и той же струйке газового потока. Поставленная цель достигается тем, что трубка

полного напора снабжается наконечником из термоизолирующего материала, на котором размещается проволочка термоспая.

Рассматриваемая комбинированная гребенка, защищенная АС [15], имеет лобовой (миделевый) размер, равный 10 мм, т.е. практически не превышающий соответствующий размер обычных гребенок (8÷9 мм). На рис. 4.4.1 и в таблице 4.4.1 приведены основные геометрические размеры обычных и комбинированной гребенок. Сравнение геометрических размеров показывает, что комбинированная гребенка практически не отличается по геометрии от обычных гребенок.

Таблица 4.4.1

Гребенки	A	B	∅C	A_1	A_2	∅B_1	∅B_2	∅B_3	∅B_4	λ
а - обычная гребенка Р*	13.5	6.5	0.6	1	1.8	3.5	2			90°
б - обычная гребенка Т*	17	9		2.5	-	5.0	1			60°
в - комбинированная гребенка	16	9	1.3	0.8	2.3	6		3.5	2	60°

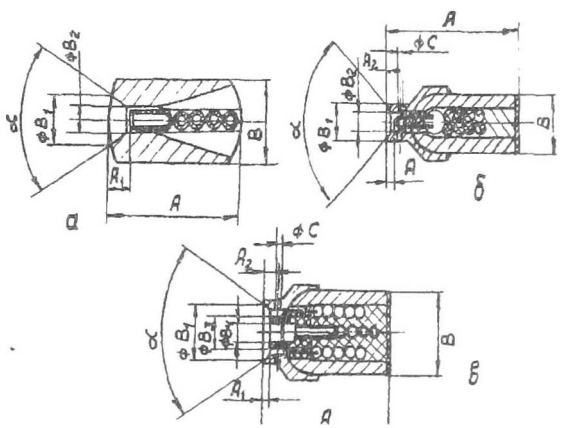


Рис. 4.4.1. Геометрические размеры приемников обычных гребенок и комбинированной гребенки

В комбинированных гребенках желательно использовать термоэлектроды диаметром 0,2 - 0,3 мм. Уменьшение диаметра термоэлектродов приводит к компактности приемников, уменьшает инерционность термопар и снижает теплоотвод через термоэлектроды и, следовательно, увеличивает точность измерения температуры. Исследование комбинированной гребенки производилось на аэродинамическом стенде, аналогичном описанному в работах [134] и [135].

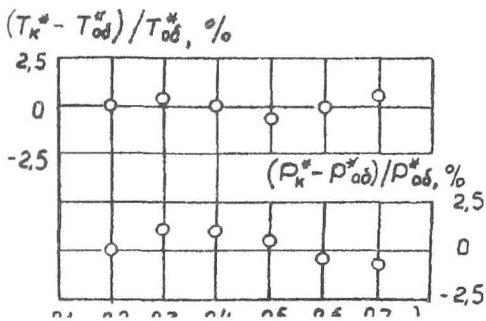


Рис. 4.4.2. Сопоставление показаний полного давления и полной температуры, измеренных обычной и комбинированной гребенками

На рис.4.4.2 приведено сопоставление показаний комбинированной гребенки с показаниями обычно применяемых гребенок. Сопоставление показывает, что показания комбинированной гребенки практически полностью совпадают с показаниями обычных гребенок. Имеющийся разброс не превышает ±1%.

На рис. 4.4.3 представлены характеристики комбинированного приемника по углу скоса потока. Из рисунка следует,
что показания, как по заторможенному давлению, так и по температуре в диапазоне углов скоса $\beta=\pm25^0$С практически не зависят от угла скоса потока. Ошибка становится существенно большей 2% при углах скоса потока, превышающих $\pm30^0$С.

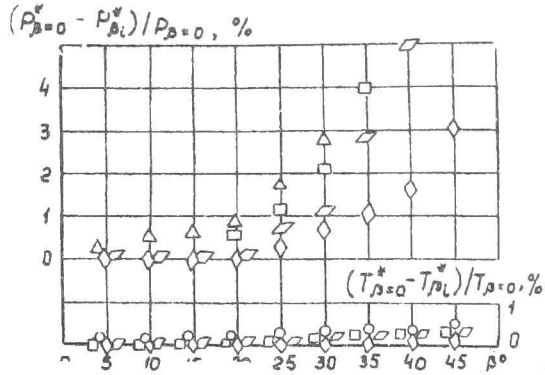


Рис. 4.4.3. Характеристики комбинированной гребенки по углу скоса потока:
О - λ=0.73; Δ - λ=0.68; - λ=0.62; ◊ - λ=0.46; ◊ - λ=0.24

Таким образом, представленные экспериментальные материалы показывают, что комбинированная гребенка может быть выполнена с габаритными размерами не большими, чем у обычно применяемых гребенок, и обеспечивает не худшее качество измерения давлений и температур торможения в газовоздушном тракте газотурбинных двигателей.

Стоимость изготовления комбинированной гребенки не превышает половины суммарной стоимости обычной гребенки давления и гребенки температуры.

В заключение следует отметить, что опыт практического применения комбинированных гребенок подтвердил их высокую надежность и стабильность измерений, а также большую точность измерений давлений и температур торможения при том же количестве установочных мест за счет удвоения получаемой экспериментальной информации.

I Комбинированная гребенка по А.С. 502 240

Для повышения информативности испытаний компрессоров ГТД и точнос
их параметров измерение „P" и „T" производится в одной и той же стру

Опыт практического применения на предприятии
п/я ~~Р-6639~~ комбинированных гребенок подтвердил
их высокую надежность и стабильность
измерения параметров потока.

II Зонды для измерения турбулентности

1. Зонд для измерения пульсаций P^* при $t_в < 200°C$ с датчиком ДМИ-Об в газовоз
2. Зонд для измерения пульсаций P^* при $t_в > 200°C$ с датчиком ДМИ-Об, вынесенно ного тракта. При этом требуемая АЧХ обеспечивается путем применения:
   - длинного присоединительного трубопровода ЦАГИ-ЛИИ;
   - демпфера КуАИ из металлорезины.
3. Зонд комбинированный для одновременного измерения пульсаций P^* и скоростного

Выводы:

Разработанная аппаратура обеспечила повышение информативности испытаний оценки их параметров

Рис. 4.4.4. Аппаратура для исследования параметров компрессоров ГТД

4.5. Комбинированный приемник для измерения параметров нестационарного потока

Дополнительные обозначения

$q=(\rho\times v^2)/2$ - скоростной напор потока;

κ - показатель адиабаты;

$q(\lambda)$- приведенная плотность потока массы;

t - текущее время;

τ - время коррелирования;

f - частота;

$x(t)$, $y(t)$ - функции, описывающие случайный процесс;

$\dot{x}(t), \dot{y}(t)$ - центрированная величина;

M_x - математическое ожидание;

σ - среднеквадратичное отклонение;

A - амплитуда пульсаций;

$R(t)$- автокорреляционная функция;

G - спектральная плотность энергии;

γ_{xy} - функция когерентности.

Современные газотурбинные двигатели являются высоконапряженными устройствами, работающими при больших скоростях газового потока, вследствие чего поток в них существенно нестационарен и неравномерен по площади проходного сечения. Особо высокая нестационарность и неравномерность имеет место на входе в авиационные газотурбинные двигатели сверхзвуковых самолётов.

В настоящее время, как правило, измерение давления, скоростей и коэффициента массового расхода в авиационных двигателях производится радиальными или шаговыми гребенками, устанавливаемыми в различных струйках тока [134],

Наличие стационарной неравномерности параметров потока по окружности и радиусу проходного сечения приводит к погрешностям измерения, доходящим до 2-3%. Использование этих же инструментов в нестационарном потоке существенно увеличивает погрешности измерения за счет акустических искажений измеряемых давлений.

Поэтому для увеличения надежности, точности и стабильности оценки давлений, скоростей и плотности потока массы газа необходимо производить их определение одновременно в одной и той же струйке газового потока, причем малоинерционными датчиками.

На рисунке представлена принципиальная схема комбинированного приемника, в котором поставленная цель достигается благодаря тому, что малогабаритные серийные индуктивные датчики типа ДМИ для измерения полного давления, скоростного напора и их пульсаций размещаются непосредственно в приемнике и соединяются с полостями полного и статического давления каналами минимальной длины. Показания датчиков регистрируются на магнитных накопителях или непосредственно вводятся в ЭВМ, на которой рассчитываются все параметры потока, включая и нестационарные характеристики.

Рис. 4.5.1. Принципиальная схема комбинированного приемника:
1 - корпус приемника, 2 - датчик полного давления, 3 - датчик скоростного напора, 4 - отверстие полного давления, 5 - отверстие статического давления, 6-трубка подвода атмосферного давления

Комбинированный приемник позволяет получить осредненные по времени на отрезке Δt величины полного давления P^* и скоростного напора q,

определяемые как математическое ожидание:

$$P_0=(Mp_0)_\Delta t;\ q=(Mq)_\Delta t.$$

При известных величинах P^* и q по газодинамическим соотношениям [1] определяются статическое давление P, коэффициент скорости λ и приведенная плотность потока массы $q(\lambda)$:

$$P=P^*-q;$$

$$\lambda=f(\frac{P}{P^*})=\sqrt{\frac{1-(\frac{P}{P^*})^{\frac{k-1}{k}}}{\frac{k-1}{k+1}}};$$

$$q(\lambda)=(\frac{k+1}{2})^{\frac{1}{k-1}}\times\lambda(1-\frac{k-1}{k+1}\times\lambda^2)^{\frac{1}{k-1}}.$$

Нестационарность потока в тракте газотурбинного двигателя проявляется в виде пульсаций параметров потока и представляет собой случайный процесс [40], при исследовании которого могут быть использованы статистические методы. Эти методы позволяют получать осредненные безразмерные характеристики потока [37], которые могут быть использованы для оценки; влияния пульсаций потока на газодинамическую устойчивость двигателя.

Так как на устойчивость процесса в современных газотурбинных двигателях влияют пульсации в диапазоне частот 0÷1000 Гц [40], искажение частотных характеристик, возникающее на частотах, близких собственным частотам приемника (~2000 Гц), практически не сказывается на результатах измерения.

Комбинированный приемник обеспечивает получение с высокой точностью максимальных значений $Ap^*_м$ и $Aq_м$ и среднеквадратических σp^* и σq амплитуд пульсаций полного давления и скоростного напора, вычисляемых по формуле:

$$\sigma=\sqrt{R(0)},$$

где R(0)- автокорреляционная функция при $\tau=0$, определяемая по формуле:

$$R_x(\tau)=\lim\frac{1}{T}\int_0^T x(t)x(t+\tau)dt;$$

T - время рассматриваемого участка.

Кроме того, этот приемник позволяет получить функцию когерентности

$$\gamma p^{*}_{q}(f)=\frac{G_{p^{*}q}(f)}{\sqrt{G_{p^{*}}(f)G_{q}(f)}}$$

и амплитудно-частотную характеристику

$$|H(f)|=\frac{G_{p^{*}}(f)}{G_{q}(f)}$$

пульсаций полного давления и скоростного напора, вычисляемых через спектральную и взаимную спектральную плотность энергии [37]:

$$G_x(f)=2\int_0^{\infty} R_x(\tau)\cos(2\pi f\tau)d\tau;$$

$$G_{xy}(f)=2\int_0^{\infty} R_{xy}(\tau)\cos(2\pi f\tau)d\tau.$$

Перечисленные характеристики позволяют получить дополнительную информацию о структуре нестационарных составляющих потока, с помощью которой можно оценивать влияние нестационарности на газодинамическую устойчивость, а также сравнивать эффективность мероприятий, внедряемых с целью повышения коэффициента полезного действия и устойчивости ГТД.

Выводы к главе 4

1. Описаны стенды для испытания ГТД и изолированных компрессоров, а также порядок проведения экспериментальных исследований, выполненных при доводке на заданные параметры компрессоров двигателей семейства "НК"

2. Приведено описание и результаты исследования разработанных комбинированных приемников для измерения в одной струйке тока параметров потока.

3. Конструкция комбинированной гребенки признана изобретением и защищена АС №502240.

4. Методы испытаний ГТД в условиях неоднородного входного поля полного давления признаны изобретением и защищены АС №130460 и №114128. эти методы широко используются как в опытном производстве (КМПО и СНТК), так и на серийных заводах (КПП и Моторостроитель) при производстве двигателей семейства "НК"

ГЛАВА 5. ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИЙ КОМПРЕССОРОВ ГТД С ЦЕЛЬЮ УМЕНЬШЕНИЯ ВОЗДЕЙСТВИЯ НЕОДНОРОДНОСТЕЙ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА НА ПАРАМЕТРЫ ДВИГАТЕЛЯ

5.1. Разработка надроторного устройства, повышающего запасы газодинамической устойчивости компрессора ГТД

Традиционные способы увеличения запасов газодинамической устойчивости осевых компрессоров, а именно клапана перепуска воздуха (КПВ) и регулируемые направляющие аппараты (РНА), как правило, применяются при запуске газотурбинного двигателя (ГТД) и на глубоких дроссельных режимах, т.е. режимах к которым не предъявляется жестких требований по экономичности. На основных же режимах работы можно применять только такие устройства, которые не ухудшают параметров компрессора на рабочей линии турбокомпрессора, но при увеличении углов атаки на лопатках венцов, не должны допускать уменьшения запаса устойчивости. Если бы удалось создать измеритель угла атаки, обеспечивающий высокую точность измерения угла атаки на входе в рабочее колесо компрессора и снабдить КПВ и РНА системами управления, имеющими высокоточную сельсиновую обратную связь, то эти традиционные способы увеличения запаса устойчивости можно было бы использовать и на основных режимах работы ГТД для парирования внешних возмущений, вызывающих увеличение угла атаки относительно оптимальной величины. Однако до настоящего времени не удалось создать таких систем, обеспечивающих высокую точность и необходимую надежность функционирования.

Поэтому для основных режимов ГТД были разработаны надроторные устройства простые по конструкции и автоматически (без системы измерения угла атаки и системы управления) обеспечивающие увеличение запаса устойчивости при увеличении угла атаки относительно оптимальной величины. Это достигается тем, что устройства встраиваются в статор компрессора и начинают работать

при увеличении перепада статического давления на периферийной трактовой стенке рабочего колеса компрессора. Так как этот перепад давления прямо пропорционален углу атаки, то устройство автоматически увеличивает запас устойчивости на величину, соответствующую фактическому углу атаки. Наиболее эффективны устройства, работающие по принципу создания циркуляционного течения в периферийных пристеночных струйках тока рабочего колеса компрессора. Известно устройство, создающее циркуляционное течение с использованием щелей прямоугольного сечения в трактовой стенке, а также устройство с трактовой стенкой перфорированной отверстиями и с присоединенной внетрактовой полостью. Также известны устройства с кольцевыми канавками на трактовой стенке и ряд других конфигураций.

Исследования этих надроторных устройств показали, что наиболее эффективным является устройство с трактовой стенкой перфорированной двумя поясами отверстий. При выборе оптимальных осевых и радиальных размеров поясов перфорации, присоединенной внетрактовой полости и выборе размеров отверстий в определенной пропорции к хорде лопаток, в диапазоне степеней повышения давления рабочего колеса от 1,2 до 2,0 увеличение запаса устойчивости может достигать 10-25% соответственно.

При применении перфорированного отверстиями корпуса с перепуском на ступенях вентиляторов со степенью повышения давления порядка 1,8 увеличение запаса устойчивости составляет не менее 25%.

Испытания показали, что перфорированные отверстиями корпуса с перепуском создают более стабильную циркуляцию и с более мелкими вихрями, чем щелевая перфорация. Поэтому переменные напряжения в рабочих лопатках и остальных деталях существенно (не менее чем в два раза) меньше, чем при щелевой перфорации. Более мелкие вихри генерируют меньший уровень аэродинамического шума, а мелко дырчатая перфорация выполняет роль глушителя шума. При мелко дырчатой перфорации не возникает интенсивных бегущих волн в

присоединенной внетрактовой полости, что также способствует уменьшению переменных напряжений в деталях.

Опыт эксплуатации ГТД ОАО СНТК на самолетах и на газоперекачивающих станциях подтвердил высокую эффективность корпусов с перепуском с мелко дырчатой перфорацией, защищенных патентом РФ №2095601.

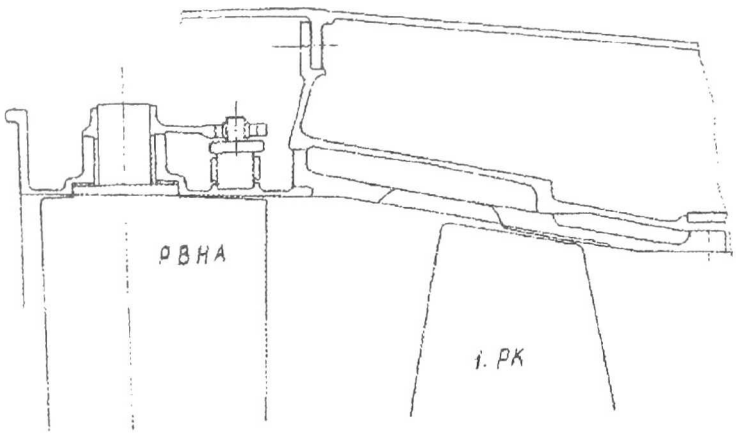


Рис 5.1.1. Конструкция 1РК КНД двигателя НК-93 с надроторным щелевым устройством

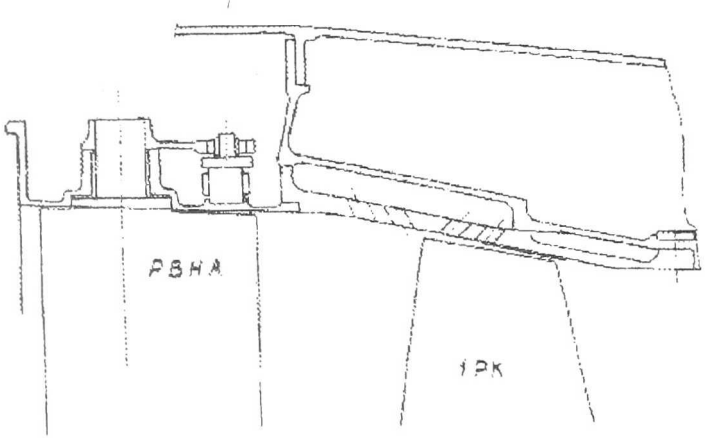


Рис. 5.1.2. Конструкция 1РК КНД двигателя НК-93 с надроторным устройством по Патенту №2095601

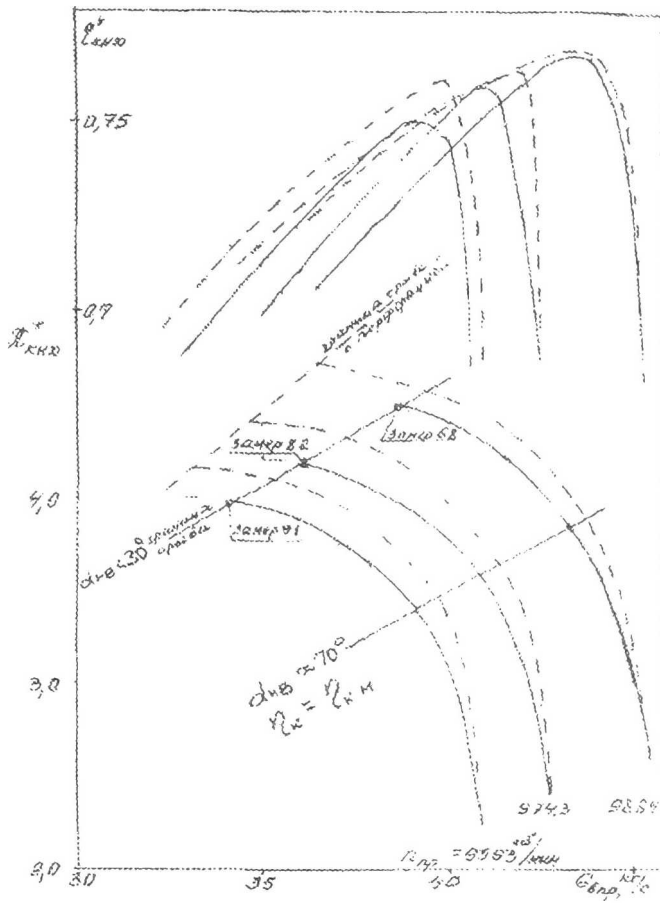


Рис. 5.1.3. Сравнение расчетно-экспериментальных напорных характеристик КНДКВ без перфорации и с перфорацией над 1РК при различных программах управления РНА по испытанию ГГКВ-1 сб. 13 исп.22

_____ без перфорации;

- - - - с перфорацией

5.2. Исследование влияния присоединенных к газовоздушному тракту полостей на газодинамическую устойчивость компрессоров

Дополнительные:

обозначения

n - частота вращения;

$\bar{n} = n/n_{ном}$ - относительная частота вращения;

f - частота колебаний;

R, r — наружный и текущий радиусы тракта компрессора;

$\bar{R} = r/R$ - относительный радиус;

$h_л$ - высота лопатки компрессора;

h, $\bar{h} = h/2R$ - абсолютная и относительная высота интерцептора;

$\delta_з$ - зазор;

$\bar{\delta} = \delta_з / h_л$ - относительный зазор;

q - скоростной напор;

υ - скорость потока;

ρ - массовая плотность воздуха;

A - амплитуда пульсаций давления;

$\bar{A} = A/P^*_{ср}$ - относительная амплитуда;

$Д = P_{max}^* — P_{max}^*$ - неравномерность поля давления;

$\bar{Д} = Д/P^*_{ср}$ - относительная неравномерность поля давления.

индексы

вд - высокое давление;

ВНА - входной направляющий аппарат;

нд - низкое давление;

пр - приведенный;

помп - помпаж;

1 - вход в 1-е рабочее колесо каскада ВД.

В осевых компрессорах газотурбинных двигателей для увеличения запасов газодинамической устойчивости используются различные конструктивные элементы. К ним, в частности, относятся разделительные кольца (см. [23]), устанавливаемые в осевой зазор, соединяющий газовоздушный тракт с втулочными полостями, которые могут быть в осевых компрессорах с роторами барабанно-дискового типа (см. рис. 5.2.1, 5.2.2). Увеличение газодинамического сопротивления при установке колец в осевой зазор ослабляет искажения и отрывы потока у корневых сечений лопаточных венцов, возникающие вследствие поперечных перетеканий воздуха как в газовоздушном тракте, так и во втулочных полостях компрессора.

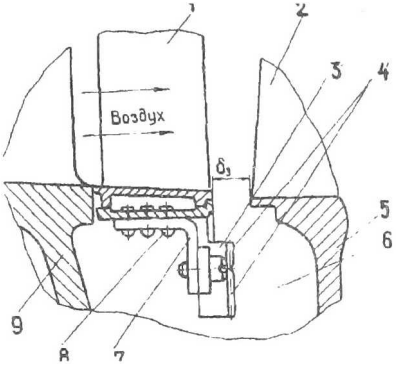


Рис. 5.2.1. Схема присоединенной притрактовой втулочной полости:

1 — ВНА; 2 - лопатка первого рабочего колеса ВД; 3 - прибор типа ДМИ; 4 - Т-образные приемники давления; 5 - диск первого рабочего колеса ВД; 6 - втулочная полость; 7 - державка прибора;8 - заклепки; 9 - силовая опора компрессора

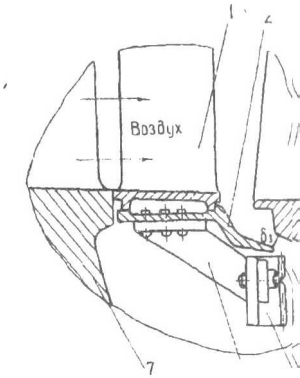


Рис. 5.2.2. Схема постановки разделительного кольца:

1 - ВНА; 2 - разделительное кольцо; 3 - лопатка первого рабочего колеса ВД; 4 - Т-образные приемники давления; 5 - прибор типа ДМИ; 6 - державка; 7 - силовая опора компрессора

К достоинствам разделительных колец относятся: простота в изготовлении и сравнительно малый вес. Кроме того, применение колец не требует изменения профилей венцов компрессора и положения линии рабочих режимов, что существенно упрощает доводку двигателя. Однако отсутствие методов определения оптимальной величины зазоров, соединяющих газовоздушный тракт с втулочными полостями, затрудняет внедрение разделительных колец.

В предлагаемом исследовании разработаны схема препарирования, методика испытаний и проведена экспериментальная оценка влияния величины осевого зазора на газодинамическую устойчивость ТРДД. Кроме того, определены динамические характеристики потока в зазоре.

ОБЪЕКТ ИСПЫТАНИЙ

Испытания проведены на двухкаскадном полноразмерном ТРДД, проектная степень двухконтурности которого близка к единице, а эксплуатационный диапазон по относительной приведенной частоте вращения ротора каскада НД составляет $n_{нд\ пр}=0.4\div1.0$. Ротор каскада ВД - барабанно-дискового типа с присоединенной притрактовой втулочной полостью, образованной боковыми поверхностями силовой опоры и диска первого рабочего колеса ВД (см. рис. 5.2.1). Высота полости превышает высоту газовоздушного тракта примерно на 30%.

Осевой зазор между нижними полками ВНА и передним торцем диска первого рабочего колеса ВД соединяет газовоздушный тракт с присоединенной полостью. Относительная величина зазора составляет в исходном варианте без разделительного кольца $\bar{\delta}=0.09$ и с кольцом $\bar{\delta}=0.02$ (см. рис. 5.2.1, 5.2.2).

МЕТОДИКА ИСПЫТАНИЙ, СИСТЕМА ИЗМЕРЕНИЯ И РЕГИСТРАЦИИ ПАРАМЕТРОВ

Методика разработана для стендовых испытаний полноразмерного двигателя в однородном и неоднородном потоке воздуха перед компрессором. Возму-

щение создавалось набором пластинчатых интерцепторов, выполненных в виде сегментов высотой $\bar{h}$=0.18; 0.23; 0.27; 0.42. Интерцепторы устанавливались поочередно в стендовый цилиндрический коллектор длиной три калибра на расстоянии двух калибров от плоскости входа в компрессор. С каждым из интерцепторов снималась дроссельная характеристика вплоть до потери устойчивости.

С целью получения наиболее надежных результатов, испытания проведены на одном экземпляре двигателя без каких-либо замен узлов и доработок, исключая частичную переборку компрессора при постановке разделительного кольца.

В соответствии с задачами эксперимента измерялись пульсации полного давления потока перед компрессором в 4-х точках, равнорасположенных по окружности радиуса R=0.9, приборами типа ДМИ ±0.6. Определялось полное давление потока перед компрессором в 36 точках с помощью приемников, смонтированных на передних кромках лопаток ВНА двигателя. Пульсации скоростного напора в зазоре измерялись в 4 точках, равнорасположенных по окружности, приборами типа ДМИ ±0.6 термостойкого исполнения, причем Т-образные приемники давления располагались в радиальном направлении. Приборы устанавливались консольно, на специальных державках, приклепанных к нижним полкам ВНА (см. рис. 5.2.1, 5.2.2). Провода от приборов укладывались в пазы, выполненные в лопатках ВНА, с последующим их заполнением герметиком для восстановления исходного профиля межлопаточного канала и повышения надежности системы измерения.

Показания приборов регистрировались на магнитную аппаратуру. Длительность регистрации параметров на каждом из режимов составляла 10—20 с, частота опроса—до 400 1/с.

МЕТОДИКА ОБРАБОТКИ ИНФОРМАЦИИ

Характеристики компрессора, а также осредненные параметры потока на

входе в 1-е рабочее колесо каскада ВД (υ_1, q_1, ρ_1), необходимые для построения относительных характеристик потока в зазоре, определялись стандартными методами, не требующими пояснений.

Величины возмущений, создаваемых на входе в компрессор, оценивались с помощью параметра суммарной неоднородности ($2\bar{A}+\bar{Д}$). Он представляет собой сумму удвоенной максимальной амплитуды колебаний полного давления, отнесенную к средней по сечению величине полного давления, и окружной неравномерности поля полного давления, представляющей собой разность между максимальным и минимальным давлением, определенную на радиусе $\bar{R}=0.6$, также отнесенную к средней по сечению величине давления.

С целью определения области устойчивой работы двигателя построены границы устойчивости (см. рис. 5.2.3), представляющие собой зависимость величин критических неоднородностей, вызывающих потерю устойчивой работы, от приведенной частоты вращения ротора НД. За 100% принята величина максимальной неоднородности.

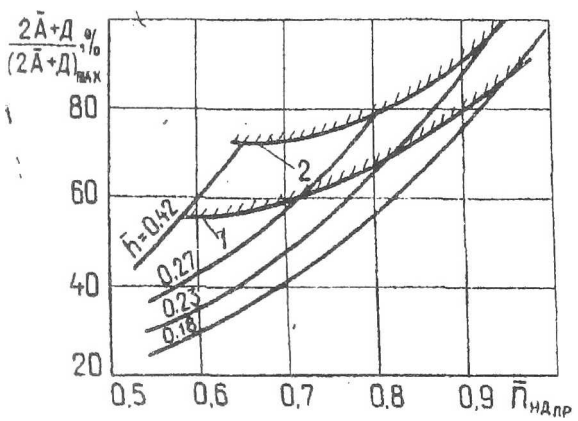


Рис. 5.2.3. Влияние величины зазора на границы устойчивости компрессора:

1—$\bar{\delta}=0.09$; 2—$\bar{\delta}=0.02$

Перед выполнением спектрального анализа производился контроль стацио-

нарности характеристик пульсаций скоростного напора потока в зазоре как визуально по распечаткам процесса на графическом устройстве, так и по контрольным распечаткам математического ожидания и дисперсии процесса 10-ти последовательно расположенных участков по формулам:

$$\overline{x_j} = \frac{1}{200} \sum_{i=j\times200}^{j\times200+200} x_i,\ j=0\div9;$$

$$D_j = \frac{1}{200} \sum_{i=j\times200}^{j\times200+200} (x_i - \overline{x_i})^2;\ j=0\div9.$$

Контроль показал, что пульсации скоростного напора потока в зазоре представляют собой случайный стационарный процесс. На основании этого выполнен спектральный анализ в последовательности, приводимой ниже [37].

Математическое ожидание процесса рассчитано по формуле:

$$X = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} x_i;$$

центрирование процесса:

$$\overline{x_i} = x_i - X;$$

дисперсия процесса:

$$D_{xx} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} \overline{x_i^{-2}};$$

автокорреляционная функция:

$$R(j) = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^{N-j} \overline{x_i}\,\overline{x_{i+j}};\ 1 \le j \le M,\ M \le 200.$$

Сглаживание автокорреляционной функции выполнено методом Парзена:

$$W_p(j) = \begin{cases} 1 - 6\times(\frac{j-1}{M})^2 + 6\times(\frac{j-1}{M})^3 \\ 2\times(1 - \frac{j-1}{M})^3 \\ 0, \end{cases}$$

Сглаженная спектральная плотность рассчитана по формуле:

$$S_x = 2\times\delta\times[\overline{R_{(1)}} + 2\times \sum^{M-1} \overline{R_{(j)}} \times \cos\frac{ji\pi}{M}],$$

где $\overline{R_{(j)}}$=R(j)×W_p(j).

Среднеквадратическая амплитуда колебаний скоростного напора:

$$\sigma_q=\sqrt{D_{rr}}. \qquad (5.2.1)$$

Среднеквадратическая амплитуда колебаний скорости:

$$\sigma_\upsilon=\sqrt{\frac{\sigma_q}{\rho_1}}. \qquad (5.2.2)$$

Относительная среднеквадратическая амплитуда колебаний скоростного напора:

$$\Delta\overline{q_\sigma}=\frac{\sigma_q}{q_1}. \qquad (5.2.3)$$

Относительная амплитуда колебаний скорости:

$$\Delta\overline{\upsilon_\sigma}=\frac{\sigma_\upsilon}{\upsilon_1}. \qquad (5.2.4)$$

В диапазоне анализируемых частот 0÷200 Гц при опросности 400 1/с и объеме выборки 200 точек разрешающая способность составляла 2 Гц и относительная погрешность определения спектральной плотности не превышала 30%.

Результаты анализа представлены в виде зависимостей характерных частот колебаний от приведенной частоты вращения ротора НД, а также абсолютных и относительных величин амплитуд колебаний скоростного напора и скорости (выражения 5.2.1...5.2.4) от того же параметра.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ

На рис. 5.2.3 показаны границы устойчивости двигателя, определенные в неоднородном потоке с вариацией величины зазора, соединяющего газовоздушный тракт с втулочной полостью. Как видно, уменьшение относительной величины зазора с $\bar{\delta}$=0.09 до $\bar{\delta}$=0.02 способствовало расширению области устойчивой работы во всем диапазоне работы двигателя. В среднем смещение величины критической неоднородности составило 8÷10%, а на режимах $n_{\text{нд пр}}$=0.65÷0.7 оно достигло 12÷14%, что в ряде случаев достаточно для

обеспечения устойчивой работы двигателя в эксплуатации.

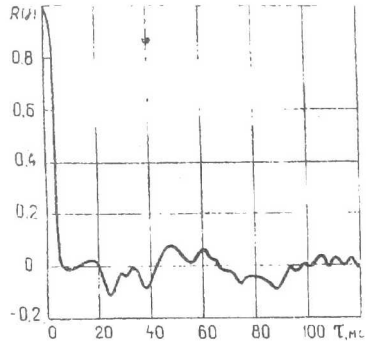


Рис. 5.2.4. Пример автокорреляционной функции при $\bar{\delta}$=0.09 и $\bar{h}$=0

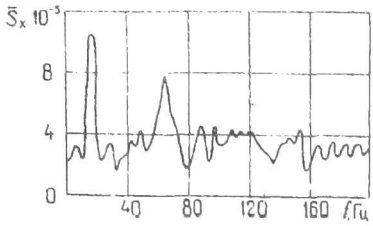


Рис. 5.2.5. Пример спектральной плотности при $\bar{\delta}$=0.09 и $\bar{h}$=0

Характеристики потока в зазоре без разделительного кольца представлены на рис. 5.2.4÷5.2.7. Как следует из рис. 5.2.4, пульсации скоростного напора потока в зазоре представляют собой случайный процесс. Среднее время рассеяния турбулентных пульсаций, определенное по первому пересечению графика автокорреляционной функции с осью абсцисс составило τ=3÷6 мс.

На рис. 5.2.4 свидетельствует также о существовании слабо выраженных периодических компонент. В результате спектрального анализа выделены низкочастотные гармоники относительно небольшой интенсивности $\bar{S}_x=(8...10)\times10^{-5}$ при общем фоне $(2...4)\times10^{-5}$ (рис. 5.2.5).

Обобщение результатов спектрального анализа показывает, что частоты характерных колебаний скоростного напора зависят от режима работы двигателя (см. рис. 5.2.6). Важно отметить, что на отдельных режимах частота колебаний приближается к частоте помпажных колебаний $f_{помп}$=10÷18 Гц или даже становится равной ей при $\bar{n}_{пд\ пр}$=0.75÷0.82.

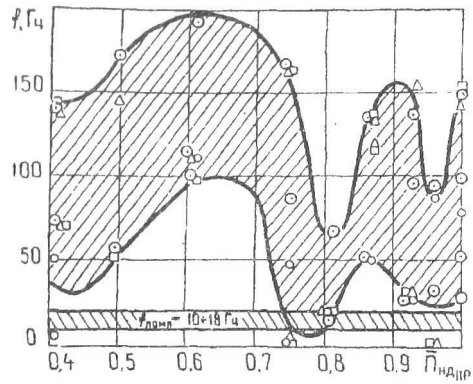


Рис. 5.2.6. Распределение характерных частот колебаний по режимам при $\bar{\delta}$=0.09 и $\bar{h}$=0:

о - датчик 1; Δ - датчик 2; о - датчик 3; - датчик 4

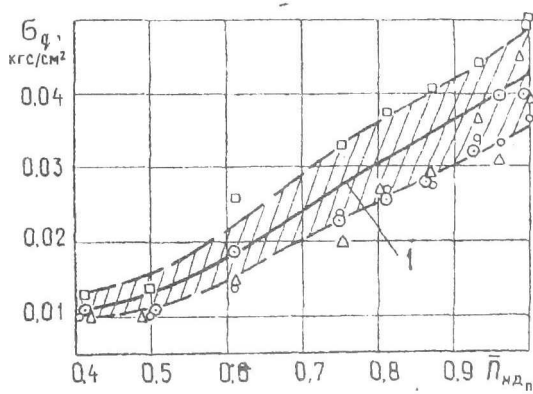


Рис. 5.2.7. Зависимость среднеквадратической амплитуды колебаний скоростного напора от режима работы двигателя при $\bar{\delta}$=0.09 и $\bar{h}$=0:

о - датчик 1; Δ - датчик 2; о - датчик 3; датчик 4; 1 - номинальная зависимость σ_q

Что касается среднеквадратической амплитуды колебания скоростного напора, то ее величина монотонно возрастает с ростом режима работы двигателя

рис. 5.2.7), де [redacted] кгс/см² что в 3÷5 раз больше,

чем на режиме малого газа. Однако относительная амплитуда колебаний снижается по мере роста режима (см. рис. 5.2.8), что объясняется более интенсивным ростом величины скоростного напора осевого потока в газовоздушном тракте q_1 (см. формулу 5.2.3). Амплитуда колебаний скоростного напора (кривая 2) соизмерима с величиной скоростного напора в газовоздушном тракте (на входе в первое рабочее колесо) и находится на уровне 10÷20%. Еще большей величины (30÷40%) достигает амплитуда колебаний скорости (кривая 1). Представленные данные согласуются с данными, приведенными в [141] и свидетельствующими о возможности возникновения интенсивных колебаний скорости потока в присоединенных полостях, особенно на резонансных режимах.

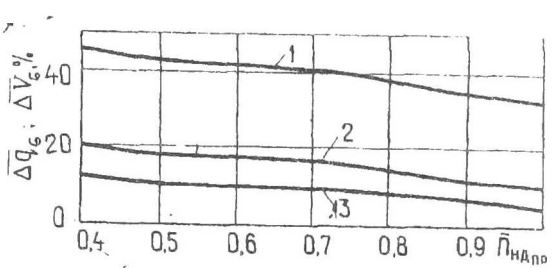


Рис. 5.2.8. Номинальные зависимости относительных амплитуд колебаний скорости и скоростного напора от режимов работы двигателя:

1 - пульсации скорости при и $\bar{\delta}$=0.09; 2 - пульсации скоростного напора при и $\bar{\delta}$=0.09; 3 - пульсации скоростного напора при и $\bar{\delta}$=0.02

Характеристики потока в зазоре, оснащенном разделительным кольцом, показаны на рис. 5.2.8÷5.2.10. Исследования показали, что кольцо не оказало влияния на характер распределения относительных амплитуд колебаний скоростного напора (см. рис. 5.2.8, кривая, 3), но уменьшение величины относительного зазора с 6 $\bar{\delta}$=0.09 до $\bar{\delta}$=0.02, то есть в 4,5 раза, способствовало снижению относительной величины амплитуды колебаний скоростного напора в 1,5÷2 раза (см. рис. 5.2.8). Снизилась также и абсолютная величина амплитуды колебаний скоростного напора (см. рис. 5.2.9).

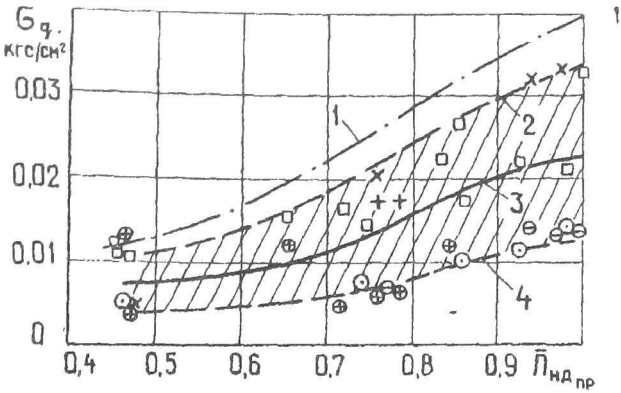


Рис. 5.2.9. Влияние величины зазора на величину номинальной среднеквадратической амплитуды колебаний скоростного напора (см. условные обозначения к рис. 5.2.10):

1 - номинальная зависимость при $\bar{\delta}$=0.09; 2, 3, 4 - соответственно максимальная, номинальная и минимальная зависимости при $\bar{\delta}$=0.02

Величина зазора повлияла также на распределение характерных частот колебаний (периодических компонент) по режимам (см. рис. 5.2.10). В частности, постановка кольца способствовала смещению нижнего предела диапазона частот периодических компонент от диапазона помпажных частот двигателя Очевидно, что снижение интенсивности радиальных потоков в компрессоре, смещение частотного диапазона их колебаний от диапазона помпажных частот двигателя следует рассматривать как значимые факторы, способствующие расширению области устойчивой работы осевых компрессоров ТРДД, выполненных с роторами барабанно-дискового типа при работе с неоднородным воздушным потоком на входе.

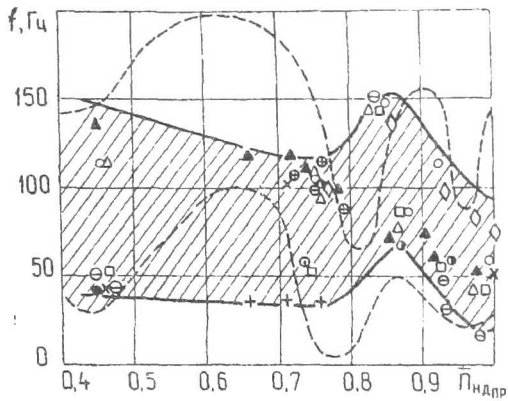


Рис. 5.2.10. Влияние величины зазора на распределение характерных частот колебаний по режимам:

- - - $\bar{\delta}$=0.09; —— - $\bar{\delta}$=0.02;

o, o, o - датчик 1,

Δ, ◊, Δ - датчик 2, соответственно

o, o, o - датчик 3, $\bar{n}$=0; 0.18; 0.27

, x, + - датчик 4

В результате исследований, проведенных на двухкаскадном полноразмерном ТРДД в условиях однородного и неоднородного потока перед компрессором, установлено следующее.

Пульсации скоростного напора во втулочной присоединенной полости, образованной поверхностями диска первого рабочего колеса каскада высокого давления и силовой опоры и соединенной с газовоздушным трактом зазором $\bar{\delta} \geq 0.09$), представляют собой случайный стационарный процесс со слабо выраженными периодическими компонентами. В этом случае среднеквадратическая амплитуда колебаний скоростного напора в присоединенной втулочной полости компрессора достигает 10÷20% величины скоростного напора осевого потока q на входе в каскад ВД, а частота периодических компонент приближается к частоте помпажных колебаний двигателя и в отдельных случаях совпадает с ней.

Уменьшение величины относительного зазора в 4,5 раза (с 0,09 до 0,02) приводит к снижению амплитуды колебаний скоростного напора в зазоре приблизительно в два раза, смещению нижней границы частоты периодических колебаний от диапазона помпажных частот двигателя вверх и увеличению критической неоднородности на 8÷14%.

ВЛИЯНИЕ ПРИТРАКТОВЫХ ПОЛОСТЕЙ НА ГАЗОДИНАМИЧЕСКУЮ УСТОЙЧИВОСТЬ ТРДД

В процессе газодинамической доводки и эксплуатации ГТД возможны случаи нарушения газодинамической устойчивости при возникновении значительных неоднородностей потока на входе в компрессор [37], [40]. С целью исключения таких случаев необходимо исследование физической картины этого явления и на этой основе совершенствование конструкции компрессора для снижения его чувствительности к таким возмущениям.

Ряд выполненных исследований показывает, что чувствительность может быть снижена, если ограничить взаимодействие основного потока в проточной части компрессора с воздухом, находящимся в притрактовых полостях (ПТП). Такие полости могут образоваться конструктивно у втулочной трактовой поверхности между дисками рабочих колес и диафрагмами направляющих аппаратов с двухопорными лопатками (см. рис. 5.2.1).

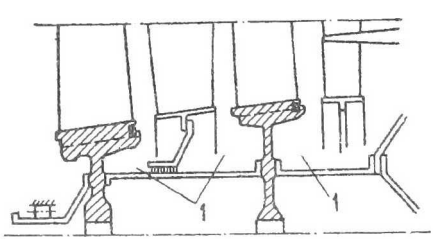


Рис. 5.2.11. Конструктивная схема вентилятора ТРДД:

1 - притрактовая полость

У периферийной поверхности могут быть полости в корпусе клапанов перепуска и в перфорационных устройствах над рабочими колесами (см. рис. 5.2.12, 5.2.13).

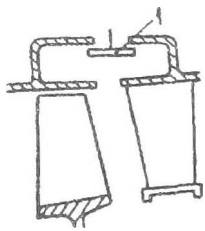


Рис. 5.2.12. Схема перепускного устройства в компрессоре:
1- клапан перепуска

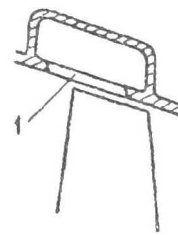


Рис. 5.2.13. Схема перфорационного устройства над рабочим колесом:
1- щель для авторегулируемого перепуска воздуха

В разделе рассматриваются особенности взаимодействия воздуха в ПТП с основным потоком и устанавливаются необходимые соотношения для расчета течения через ПТП.

В ряде теоретических, расчетных и экспериментальных исследований установлено, что на участке осесимметричного канала перед входом в компрессор поток с неравномерными окружными полями полных давлений приобретает неравномерность статического давления, даже если вдали перед компрессором давление было равномерным. Перестройка течения происходит из-за того, что решетки профилей лопаточных венцов ВНА или рабочего колеса (когда ВНА отсутствует) оказывают различное сопротивление струйкам потока имеющих различные скорости. Из-за этого происходит растекание неравномерного потока перед решетками профилей уменьшающее различия между скоростями в струйках тока. Согласно второму закону термодинамики наиболее вероятный режим течения соответствует максимальному приращению энтропии при протекании потока через лопаточный венец. Растекание происходит с искривлением струек тока, что приводит к возникновению соответствующего градиента статического дав-

ления.

При малых относительных величинах осевых зазоров (отношениях абсолютной величины зазора к хорде предыдущего венца) между венцами, характерных для осевых компрессоров, неравномерность статического давления довольно глубоко проникает в компрессор. Некоторые исследователи считают, что она может доходить до выхода из компрессора и будет выравниваться лишь в начальной части выходного диффузора. В осесимметричном диффузоре камеры сгорания скорость потока снижается до малых величин $\lambda=0.1\div0.2$ (для обеспечения устойчивого горения при малых длинах камеры сгорания), что при малой кривизне струй тока определяет постоянство статических и полных давлений по поперечному сечению диффузора. Таким образом, при окружной неравномерности потока на входе в компрессор, по крайней мере, в межвенцовых зазорах первых ступеней, имеется окружная неравномерность статического давления.

При больших объемах ПТП между соседними венцами воздух из зоны высокого давления будет перетекать в зону низкого давления, т. е. возникнет вторичный поток воздуха, направленный перпендикулярно основному потоку (см. рис.5.2.14).

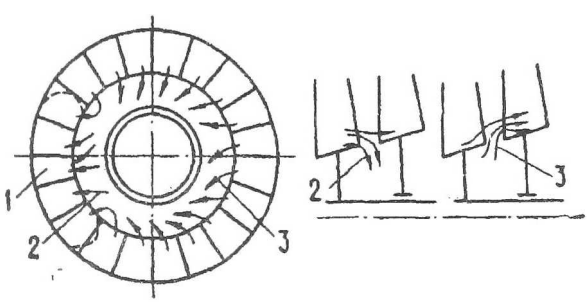


Рис. 5.2.14. Схема образования вторичного потока при работе компрессора с окружной неравномерностью потока на входе:

1 - зона низкого давления; 2 - вытекание из притрактовой полости; 3 - втекание в притрактовую полость

Как втекание, так и вытекание вторичного потока из полости приводит к ухудшению течения основного потока. Действительно, при перетекании воздуха через ПТП возникает схема течения, приведенная на рис. 5.2.15 и показывающая, что вторичный поток приводит к увеличению диффузорности основного течения на входе в следующий лопаточный венец. Это наиболее опасно на входе во втулочные решетки профилей направляющих аппаратов, в которых основной поток является уже диффузорным в радиальном направлении и дополнительная диффузорность может привести к местным отрывам пограничного слоя. На рис. 5.2.16 показана схема втекания вторичного потока из полости в основной поток. Видно, что вторичный поток приводит к образованию местных отрывов основного потока, как в предыдущем, так и в последующем венцах. Следовательно, истечение из полости должно приводить к большим ухудшениям течения основного потока, чем втекание воздуха в полость. Большее влияние истечения из полости также обусловлено и тем, что зона лопаточного венца с пониженным давлением обычно имеет меньшую угловую протяженность, чем зона с повышенным давлением. Такое соотношение зон при установившемся вторичном потоке определяет более высокие скорости втекания, чем скорости вытекания (утечек) из полостей.

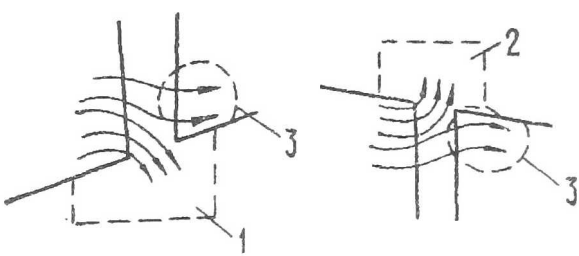


Рис. 5.2.15. Схема развития диффузорности основного потока при утечках вторичного потока в притрактовую полость:

1- привтулочная полость; 2- периферийная полость; 3- место повышенной диффузорности

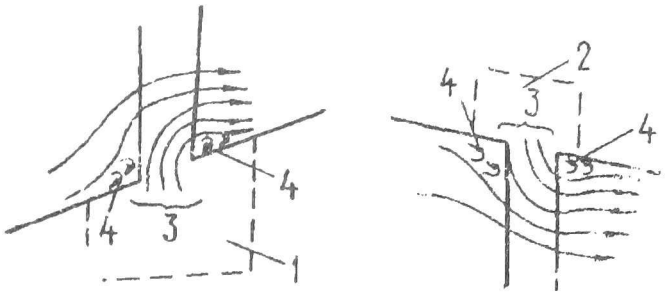


Рис. 5.2.16. Схема образования отрыва основного потока при вытекании в него вторичного потока воздуха:

1- привтулочная полость; 2- периферийная полость; 3- вторичный поток;

4- отрыв основного потока

Из изложенного следует, что для исключения уменьшения КПД и запасов ГДУ, вследствие возникновения перетеканий через притрактовые полости, кольцевой зазор, соединяющий их с газовоздушным трактом, не должен превышать 2% высоты тракта, а конфигурация зазора должна соответствовать рекомендациям АС №814008 [23].

5.3. Оптимизация системы приемников командного давления с целью уменьшения воздействия окружной неравномерности поля полного давления на параметры ГТД

Требуемые параметры (мощность, тяга и экономичность), а также надежная эксплуатация современного ГТД обеспечиваются системой регулирования, с помощью которой задаются режимы работы, регламентируется порядок управления механизации компрессора и ограничителей предельных величин параметров по двигателю. Одноконтурные и двухконтурные ГТД с форсажной камерой имеют регулируемые реактивные сопла и специальные регуляторы, которые поддерживают заданные рабочие линии на характеристиках компрессоров и вентиляторов. В указанных регуляторах имеется блок, который выполняет сравнение параметров, определяющих положение рабочей линии, с их программными величинами. В качестве таких командных параметров используются:

- для компрессора основного контура зависимость от частоты вращения отношения статического давления за компрессором либо к статическому давлению за турбиной, либо к полному давлению на входе в двигатель;

- для компрессора наружного контура ДТРДФ зависимость от частоты вращения отношения статического давления за вентилятором к полному давлению на входе. При работе ГТД с равномерным потоком на входе течение в газовоздушном тракте двигателя осесимметричное, параметры по окружности одинаковые и поэтому командные полное и статическое давления, необходимые для регуляторов, можно измерять в любой одной точке по окружности. В случае же неоднородного потока на входе в ГТД, в газовоздушном тракте возникает окружная неравномерность полей полного и статического давлений, вследствие чего одноточечные измерения командных давлений при неоднородностях W>10% не обеспечат устойчивой работы. Так при попадании одиночного приемника статического давления за компрессором в зону пониженного давления регулятор, восстанавливая заданную величину степени повышения давления в зоне пони-

женного давления, вызовет недопустимое смещение рабочей линии к границе помпажа. Аналогичным образом сработает регулятор при попадании приемника полного давления на входе в компрессор в зону повышенного давления. При попадании приемника полного давления на входе в компрессор в зону пониженного давления или приемника статического давления за компрессором в зону повышенного давления регулятор понизит рабочую линию ниже равновесной линии. Для исключения, указанных недопустимых смещений рабочей линии в газовоздушном тракте ГТД необходимо устанавливать не менее 6 равнорасположенных по окружности приемников давления. Такая конструкция была разработана автором диссертации и защищена АС 399748. В этом устройстве осреднение, получающихся различных величин давлений, производится в специальном ресивере [14]. Чтобы гидравлическое сопротивление трубок не влияло на осреднение, подвод давлений от приемников к ресиверу производится через трубки одинаковой длины. Такой способ получения осредненного командного давления по АС 399748 используется на СНТК и внедрен в системы регулирования двигателей НК-22, НК-25 и НК-32.

5.4. Устройства, исключающие резкое уменьшение запасов газодинамической устойчивости ГТД в экстремальных метеорологических условиях эксплуатации

В процессе эксплуатации авиационных и стационарных ГТД при экстремальных атмосферных условиях вследствие налипания на поверхность лопаток льда и грязи или эрозионного износа поверхности могут возникать существенные искажения формы профилей лопаток компрессора.

При первом типе экстремальных условий обледенение, наиболее часто возникающем в диапазоне температур атмосферного воздуха от $+5^0$ до -15^0 и относительной влажности большей 80% на лопатках компрессора, могут образовываться ледяные наросты разной конфигурации [107] существенно искажающие их форму и загромождающие проходное сечение решеток профилей. Из-за этих наростов резко уменьшаются КПД, степень повышения давления, расход воздуха, растут температура газов перед турбиной, дисбаланс роторов, вибрации по опорам и уменьшаются запасы газодинамической устойчивости. При определенном критическом искажении профилирования возникает помпаж с интенсивными вибрациями и пульсациями давления, из-за которых лед слетает с лопаток и куски льда либо забивают лопатки, либо разрушают их. Чтобы не допустить такой экстремальной ситуации большинство авиационных и стационарных ГТД, в том числе и двигатели семейства "НК" как правило, оборудуются воздушно-тепловыми системами противообледенения. Такие системы работают следующим образом. Из средней части тракта компрессора отбирается горячий воздух с температурой большей 200^0С и подается в кок компрессора, полые стойки передней опоры и полые лопатки входного направляющего аппарата (если эти детали есть в конструкции) [107].Горячий воздух обеспечивает подогрев наружной поверхности этих деталей на 30- 50^0 и вытекая в тракт, подогревает воздух и тем самым исключает обледенение лопаток компрессора. Автор принимал непосредственное участие в разработке и доводке противообледенительных систем [20]

двигателей НК-8, НК-86, НК-144, НК-32, НК-93, НК-16СТ, НК-38, НК-36, НК-37. Безаварийная эксплуатация двигателей семейства "НК" на самолетах и газоперекачивающих агрегатах подтвердила высокую эффективность разработанных противообледенительных систем, которые исключили уменьшение запасов газодинамической устойчивости вследствие искажения профилей лопаток из-за обледенения.

Для исключения обледенения воздухозаборных устройств газоперекачивающих агрегатов и электростанций с ГТД при непосредственном участие автора была разработана высокоэкономичная противообледенительная система, защищенная патентом [28] и удостоенная Губернской премии Самарской области за 1999г. Эта система внедрена на газоперекачивающие агрегаты ГПА-Ц16Р и ГПА- 16 "Волга"

При втором типе экстремальных условий, возникающем при пыльных бурях, вследствие попадания в компрессор с атмосферным воздухом пыли, песка и других посторонних предметов возможно сильное искажение формы профилей лопаток:

- из-за налипания на поверхность лопаток грязи;
- из-за истирания передней части лопаток вследствие эрозионного износа;
- из-за забоин поверхности лопаток.

Перечисленные искажения формы профилей лопаток вызывают такие же дефекты что и обледенения и в том числе и существенное уменьшение запасов газодинамической устойчивости.

Поэтому в авиации в таких экстремальных условиях запрещаются полеты и опробования двигателей на земле.

Так как газоперекачивающие агрегаты и электростанции должны работать при любых метеорологических условиях, воздухозаборные устройства газотурбинных приводов оборудуются входными очистными устройствами (ВОУ) очищающие цикловой воздух от пыли, песка и любых других посторонних предметов (см. рис. 5.4.1).

Автор принимал непосредственное участие в разработке и доводке ВОУ ГПА-Ц16СТ и ВОУ Безымянской ТЭЦ.

Безаварийная эксплуатация ОАО Газпром агрегатов ГПА-Ц16СТ в течение более 25 лет и РАО ЕС Безымянской ТЭЦ подтвердила эффективность разработанных систем очистки, которые исключили уменьшение запасов газодинамической устойчивости вследствие искажения профилей лопаток из-за эрозионного износа и налипания грязи.

Таким образом, разработанные на СНТК с участием автора описанные устройства обеспечили защиту лопаток компрессора от существенного искажения профилирования и тем самым исключили резкое уменьшение запасов газодинамической устойчивости ГТД в экстремальных условиях эксплуатации.

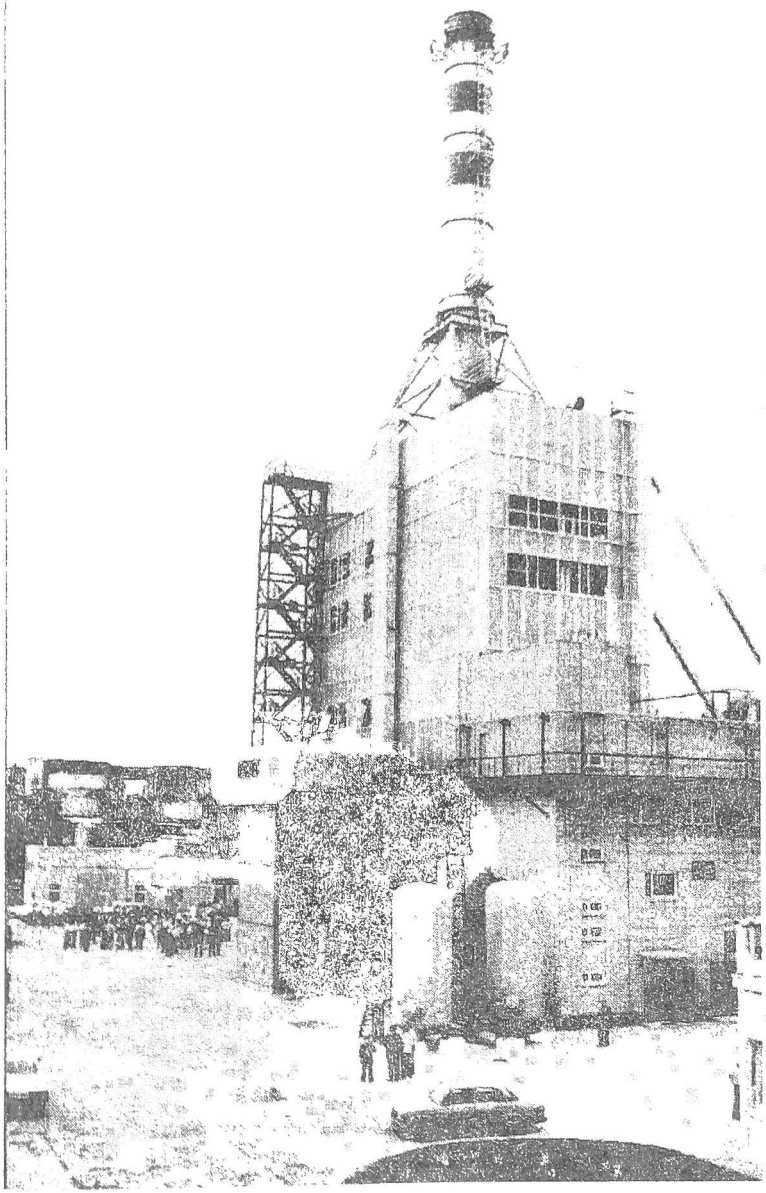


Рис. 5.4.1. Общий вид энергоблока Безымянской ТЭЦ с двигателем НК-37

5.5. Применение амплитудно-частотного анализа пульсаций полного давления в газовоздушном тракте при проведении работ по повышению газодинамической устойчивости ГТД

Оценка устойчивости и путей обеспечения устойчивости сложных аэроупругих систем с большим числом диссипативных связей весьма актуальна и имеет большое практическое значение.

В работах [118], [147], [151] оценку устойчивости систем, характеристики которых близки к линейным, выполняют с использованием различного вида критериев устойчивости (например: Ляпунова, Рауса-Гурвича, Михайлова, Найквиста и т.д.)

Применение указанных критериев для оценки устойчивости сложных аэроупругих систем с большим числом диссипативных связей и с существенно нелинейными и взаимосвязанными характеристиками отдельных узлов и элементов системы при условии, что эти характеристики известны, даже при использовании современных ЭВМ очень громоздкая и трудоёмкая задачи. В ряде же практических случаев, когда уже в процессе проведения эксперимента необходимо быстро получать информацию о совместимости отдельных узлов и элементов системы, в плане обеспечения необходимой устойчивости, до тех пор, пока не будут рассчитаны и взаимосвязаны все диссипативные связи и характеристики узлов, указанные методы не могут быть использованы.

В настоящем разделе рассмотрен метод исследования, позволяющий уже в ходе проведения эксперимента оценивать устойчивость сложной системы, например, газотурбинного двигателя, путём применения некоторых методов анализа случайных процессов [40].

Так, используя зависимости одного из определяющих параметров на входе $x_1(t)$ и выходе $x_2(t)$ узла системы в виде функции от текущего времени t, можно определить амплитудно-частотную характеристику каждого узла и всей системы в целом.

Расчёт амплитудно-частотных характеристик выполняется в следующем порядке:

Частотные, амплитудно-частотные, фазочастотные характеристики и функции когерентности рассчитываются по формулам [40]

$$\text{н}(f) = \frac{G_{xy}(f)}{G_x(f)},$$

$$|\text{н}(f)| = \frac{G_y(f)}{G_x(f)},$$

$$\text{н}(f) = \text{н}(f)e^{-i\varphi_{xy}},$$

$$\gamma_{xy}(f) = \frac{|G_{xy}(f)|}{\sqrt{G(f)G_y(f)}},$$

вычисляемые через взаимную спектральную плотность энергии

$$G_{xy}(f) = 2\int_0^\infty R_{xy}(\tau)\cos 2\pi f\tau dt,$$

где взаимно корреляционная функция

$$R_{xy}(\tau) = \lim \frac{t}{T}\int_0^T x^0(t)y^0(t+\tau)dt$$

при $T \to \infty$

где: τ- текущее время коррелирования; f- частота; x(t), y(t), $x_0(t)$, $y_0(t)$- текущее и центрированное значение функции, описывающей случайный процесс; Φ_{xy}- фазовая частотная характеристика системы.

В случае если узел не демпфируется входные пульсации определяющего параметра x или y на рассматриваемой частоте, то функция когерентности γ_{xy} равна единице, если полностью демпфирует, то нулю, а при реальном демпфировании

$$0<\gamma_{xy}(f)<1$$

Демпфирующие свойства узла также можно оценить и по времени задержки - времени τ_{xy}, необходимом для того, чтобы входной сигнал рассматриваемой частоты прошел через узел системы

$$\tau_{xy} = \frac{\Phi_{xy}(f)}{2\pi \times f}$$

Чем больше время задержки, тем больше демпфирующие свойства узла.

По измеренным параметрам на входе или выходе узла можно получить представление о структуре потока в каждом рассматриваемом сечении.

Так среднеквадратическая величина амплитуды пульсаций параметра σ_x и дифференциальный закон распределения амплитуд рассчитываются по формулам [40]

$$\sigma_x = \sqrt{R_x(\tau)},$$

где автокорреляционная функция

$$R_x(\tau) = \lim \frac{1}{T} \int_0^T x^0(t) x(t+\tau) dt,$$

а закон распределения

$$W_x = \frac{1}{\sigma_x \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{x^0(t)}{\sigma_x}\right)^2}.$$

Спектральная плотность энергия [40] показывает, как распределяется энергия процесса по частотам, т.е. характеризует какие области частот являются определяющими в энергетическом отношении

$$G_x(f) = 2\int_0^\infty R_x(\tau) \cos 2\pi \times f \times \tau \times d\tau.$$

По интегральному временному масштабу, определённому по автокорреляционной функции

$$(\tau)_R = \int_0^\infty R_x(\tau) dt,$$

или по спектральной плотности энергии

$$(\tau)_S = \frac{G_1(0)}{4\sigma_x^2}$$

можно оценить продольный масштаб турбулентности, т.е. длину турбулентного вихря L^*, перемещающегося мимо датчика со V скоростью основного потока V

$$L^{*}=\tau V.$$

При наличии в рассматриваемом сечении (по радиусу и окружности сечения) нескольких датчиков для измерения определяющего параметра с использованием функций когерентности между датчиками, представляется возможным оценить поперечный размер турбулентного вихря. В этом случае поперечный размер определяется как расстояние между двумя датчиками, функция когерентности которых становится существенно меньшей единицы.

С точки зрения газодинамической устойчивости аэроупругой системы турбулентные вихри становятся опасными, когда их размеры соизмеримы с размерами системы: продольный размер соизмерим с длиной системы, а поперечный больше трети поперечного размера. Оценка устойчивости при использовании этих характеристик сводится к следующим процедурам.

В случае если амплитудно-частотные характеристики узлов не имеют резонансных пиков и функции когерентности существенно меньше единицы - узлы системы полностью совместны и система обладает максимальной устойчивостью.

При наличии на характеристиках резонансных пиков и совпадения частот, на которых возникают резонансные пики отдельных узлов - система неустойчива. В этом случае необходимо либо принять меры для подавления резонансных пиков, либо разнести их (конструктивными мероприятиями) на разные частоты с тем, чтобы функция когерентности стала существенно меньшей единицы (см. рис. 5.5.1).

Полученные результаты могут быть использованы при анализе устойчивости силовой установки, состоящей из воздухозаборника и газотурбинного двигателя. Вследствие диссипативного характера течения в газовоздушном тракте воздухозаборника, компрессора, камеры сгорания, топливо регулирующей аппаратуры, турбины и реактивного сопла, характеристики этих узлов существенно нелинейны и их определение крайне дорогостоящая проблема, зачастую невыполнимая из-за невозможности размещения в газовоздушном тракте необходи-

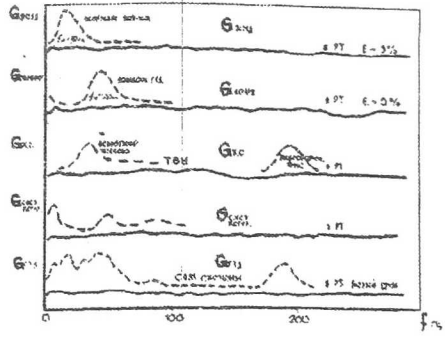
мого количества датчиковой аппаратуры. В случае же использования предлагаемой методики необходимо производить либо измерения одного из определяющих параметров, например, заторможенного давления на входе и выходе одиночными приемниками, либо напряжений в деталях или узлах подвески и по полученным амплитудно-частотным характеристикам оценивается устойчивость и совместимость узлов силовой установки.

В практике авиадвигателестроения для оценки смещения границ ГДУ используются эмпирические зависимости частичных запасов ГДУ от критериев входной неоднородности

$$\Delta K_y = f(\Delta\bar{\sigma}_0;\ \Delta\sigma_z;\ \varepsilon)$$

Применение для ГТД критериев устойчивости типа Ляпунова, Рауса и др. затруднительно из-за нелинейности характеристик узлов и не дает конкретных мероприятий по улучшению ГДУ

Измеряя пульсации P^* на выходе из каждого узла ГТД и используя методы анализа случайных процессов по спектральной мощности (СПМ) узлов и силовой установки в целом можно оценить, насколько узлы совместимы



Выводы:

1. Если СПМ узлов не имеют узкополосных пиков, то система обладает максимальной устойчивостью
2. При наличии в СПМ системы близко расположенных узкополосных пиков узлов необходимо принять меры для подавления этих пиков или пики разнести по частоте

Рис. 5.5.1. Оценка совместимости узлов ГТД

5.6. Исследование по оценке возможности использования спектральных характеристик динамических нагрузок в узлах крепления ГТД при работах по повышению запасов газодинамической устойчивости

Динамические нагрузки, передаваемые подвеской двигателя при его работе в составе силовой установки (СУ) и летательного аппарата (ЛА), не только являются одним из основных источников возникновения вибрации конструкции ЛА и шума в гермокабинах, но и отражают динамические процессы, имеющие место в силовой установке.

Узлы крепления двигателя размещаются, как правило, на корпусе компрессора (передний пояс крепления) и на корпусе турбины (задний пояс крепления), а также на выхлопной части двигателя. Следовательно, динамическое нагружение узлов крепления отражает процессы в турбокомпрессоре и камере сгорания двигателя. На входе в силовую установку имеют место возмущения воздушного потока, величина которых возрастает при отклонении режима работы силовой установи от расчетного (выполнение маневра, повышенная турбулентность атмосферы и т.д.). Эти возмущения оказывают сильное влияние на динамические процессы, происходящие в газовоздушном тракте СУ.

Задачей настоящего исследования является определение спектральных характеристик динамического нагружения узлов крепления двигателя в зависимости от процессов, происходящих в газовоздушном тракте ГТД.

Исследования проводились на полноразмерных стендовых установках с двухконтурным многовальным газотурбинным двигателем. В качестве входного устройства использовался цилиндрический канал с установленным на входе плавным коллектором и натурный плоский регулируемый воздухозаборник сверхзвукового самолета.

Испытания проводились во всем диапазоне эксплуатационных режимов работы двигателя (от малого газа до максимального режима).

Динамические процессы в подкосах крепления двигателя при практиче-

ском отсутствии потерь полного давления и возмущений на входе в двигатель исследовались при работе двигателя с цилиндрическим входом.

При работе двигателя с регулируемым воздухозаборником увеличение возмущения потока на входе в двигатель достигалось перемещением регулируемых подвижных панелей клина, т. е. уменьшением площади «горла» и увеличением угла раскрытия дозвукового диффузора. Перекладка регулируемых панелей клина осуществлялась при постоянных частотах вращения, роторов двигателя. Кроме того, для создания сильных возмущений на входе в двигатель, предшествующих потере его газодинамической устойчивости, на задней регулируемой панели устанавливались поперечные интерцепторы различной высоты, которые имитировали отрыв потока в начале дозвукового диффузора при работе на предельных режимах.

Динамические возмущения воздушного потока на входе в двигатель (пульсации полного давления) измерялись с помощью малогабаритных индуктивных датчиков ДМИ, устанавливаемых в специальных корпусах. Динамические усилия в узлах крепления двигателя определялись путем измерения их деформаций. Регистрация динамических процессов возмущений на входе в двигатель и усилий в узлах его крепления осуществлялась на магнитный накопитель с последующей обработкой на ЭВМ. В результате обработки определялись среднеквадратичные значения измеряемых параметров, их автокорреляционные функции и энергетические спектры.

В ходе исследований было установлено, что уровень динамического нагружения узлов крепления определяется составляющими, соответствующими частотам вращения роторов двигателя, рядом составляющих в низкочастотной области спектра, не зависящих от частоты вращения роторов двигателя, а также широкополосным случайным процессом.

Следует отметить, что роторные составляющие, характеризующие остаточную неуравновешенность роторов, передаются на конструкцию объекта как через вертикальные (весовые), так и через продольные подкосы крепления двигателя. Они достигают наибольших значений в вертикальных (весовых) узлах

крепления, в то время как низкочастотные составляющие - в продольных подкосах крепления. На уровень низкочастотных составляющих оказывает значительное влияние интенсивные возмущения воздушного потока на входе в двигатель [55].

В исследованиях нестационарных процессов в газодинамической системе с компрессором [110] отмечалась возможность проявления резонансной частоты, равной низшей частоте акустических продольных колебаний в газовоздушном тракте двигателя.

Эта частота определяется [142] выражением

$$f_0 = \frac{a}{4 \times l} \times (1\text{-}M^2),$$

где: а и М - средние по длине газовоздушного тракта двигателя скорость звука и число Маха; ℓ - длина газовоздушного тракта двигателя (например, от входа в компрессор до первого соплового аппарата турбины).

В воздушном столбе, открытом с одной стороны и закрытом с другой, возбуждаются колебания с нечетными гармониками [151]. Это определено для газовоздушного тракта газотурбинного двигателя.

В работе [111] показано, что при наличии широкополосных возмущений на входе в спектре пульсаций потока в двигателе происходит выделение области частот, расположенных вблизи резонансной частоты колебаний в газовоздушном тракте. Авторы указанного исследования представляют газовоздушный тракт компрессора (в линейном приближении) как некий эквивалентный фильтр (по существу - резонатор), обладающий определенной добротностью, на вход которого поступает широкополосный сигнал. Поэтому на развитие колебательного процесса влияет, в первую очередь, та область спектра входных пульсаций, которая при прохождении через этот фильтр усиливается в соответствии с частотной характеристикой. Следовательно, низкочастотный процесс, накладывающийся на широкополосный спектр пульсаций давления перед входом в двигатель, можно рассматривать как «отклик» газовоздушного тракта двигателя при воздействии пульсаций пол-

ного давления.

Нестационарный пульсирующий поток в проточной части компрессора воздействует как на вращающиеся элементы, так и на направляющие аппараты компрессора, возбуждая колебания ротора и статора двигателя с последующей передачей динамических усилий на подкосы крепления двигателя. При этом в спектре динамических усилий, наряду с роторной частотой, отмечены и низкие частоты колебаний в газовоздушном тракте двигателя.

В случае двухконтурного многокаскадного двигателя наличие второго контура усложняет акустическую модель газовоздушного тракта.

Двухконтурный многокаскадный двигатель можно представить в виде набора эквивалентных фильтров, каждый из которых обладает своей амплитудно-частотной характеристикой. Поэтому при поступлении на вход широкополосного сигнала увеличивается число узкополосных или дискретных составляющих в низкочастотной области спектра пульсаций полного давления, а, следовательно, и спектра динамических усилий подкосов крепления двигателя. Значения этих частот не зависят от частоты вращения роторов двигателя.

В качестве иллюстрации вышеизложенного на рисунке 5.6.1 приведены спектральные характеристики динамических усилий в подкосах узлов крепления двигателя НК-32, полученные при испытаниях двухконтурного трехкаскадного двигателя при постоянной частоте вращения роторов двигателя и различных уровнях возмущений на входе.

При отсутствии возмущений на входе спектр пульсаций полного давления имеет широкополосный состав, близкий к белому шуму. В спектре динамических нагрузок в подкосах узлов крепления двигателя в этом случае выделяются дискретные составляющие, соответствующие частотам вращения роторов двигателя ($f_{кнд}$, $f_{ксд}$, $f_{квд}$) (см. рис. 5.6.1, *б*; кривая 1).

Увеличение возмущений на входе, соответствующих расчетным режимам работы силовой установки, приводит к незначительному увеличению энергии в области низких частот (без явно выраженных узкополосных или дискретных

составляющих) как в спектре пульсаций полного давления, так и в спектре динамических нагрузок в подкосах узлов крепления двигателя (см. рис. 5.6.1, *а, б*: кривые 2).

При сильных возмущениях потока на входе в двигатель (предельном режиме работы двигателя вблизи границы газодинамической устойчивости) спектральный состав пульсаций полного давления меняется (см. рис. 5.6.1, *а*, кривая 3). Происходит значительное увеличение энергии процесса в низкочастотной части спектра с появлением дискретных составляющих (в данном случае 19 Гц и 32 Гц). Рост энергии в низкочастотной части спектра является следствием не только увеличения турбулентности потока в воздухозаборнике, но и реакции самого двигателя.

Дискретные составляющие, генерируемые двигателем, не только распространяются по газовоздушному тракту двигателя, но и через его корпус передаются на узлы крепления двигателя. Это подтверждается наличием этих составляющих (19 Гц и 32 Гц) в низкочастотной части спектра динамических нагрузок узлов крепления двигателя (см. рис. 5.6.1, *б*: кривая 3).

Следует отметить, что в этом случае в спектре динамических нагрузок также присутствуют дискретные составляющие, соответствующие частотам вращения роторов двигателя, но их энергия не зависит от состояния потока в газовоздушном тракте силовой установки.

Таким образом, при наличии сильных возмущений перед входом в газотурбинный двигатель, соответствующих режимам работы, близким к границе его газодинамической устойчивости, двигатель генерирует низкочастотные дискретные составляющие, как распространяющие по газовоздушному тракту, так и передающиеся через его корпус на узлы крепления двигателя и конструкцию ЛА.

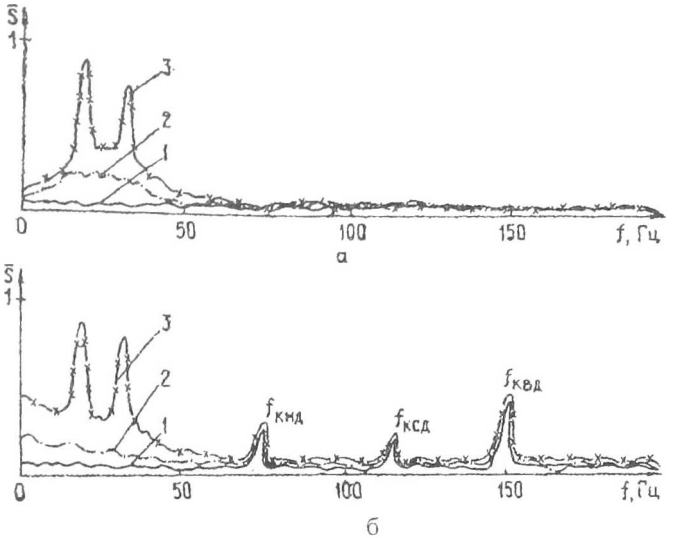


Рис. 5. 6. 1. Энергетические спектры пульсаций полного давления *(а)* и динамических усилий в подкосах узлов крепления двигателя *(б)* при различных уровнях возмущений на входе в двигатель:

1 — отсутствие возмущений (цилиндрический канал); 2 - слабые возмущения (расчетный режим); 3 — сильные возмущения (предельный режим)

Таким образом, при отсутствии возмущения потока на входе в двигатель в спектре динамических нагрузок в подкосах узлов крепления двигателя выделяются частотные составляющие, соответствующие частотам вращения его роторов.

При увеличении возмущений в воздухозаборнике вследствие отклонения условий полета от расчетных в спектре динамических усилий в подкосах узлов крепления двигателя происходит увеличение энергии в низкочастотной его части с выделением в пределе дискретных составляющих.

5.7. Разработка методики поэтапной оптимизации профилирования лопаток осевых компрессоров с целью повышения КПД и уменьшения воздействия неоднородностей воздушного потока на запасы газодинамической устойчивости

Обычно создание осевого компрессора выполняется в следующем порядке:
1) по заданным суммарным параметрам (по расходу воздуха, степени повышения давления, КПД, а также прочностным и габаритно-весовым требованиям), выбирается тип компрессора, количество и параметры ступеней и определяется форма меридионального сечения тракта;
2) по эмпирическим данным протекания величины потерь давления или КПД по высоте лопаток каждого типа ступеней по уравнениям движения, сохранения массы, энергии и импульса в межвенцовых зазорах рассчитываются параметры потока по радиусу тракта;
3) с учетом эмпирических рекомендаций по густоте, углам атаки и отставания потока для каждого типа ступеней рассчитывается в первом приближении изгиб профиля и все геометрические размеры лопаточных венцов;
4) по полученным геометрическим размерам оценивается прочность лопаток, при необходимости изменяются профиля для обеспечения требуемой прочности, конструируются другие детали компрессора, выпускаются чертежи на изготовление и сборку;
5) изготавливается компрессор, и затем проводятся его испытания при всех величинах эксплуатационной турбулентности воздушного потока на входе в компрессор либо на специальном компрессорном стенде, либо в составе полноразмерного газотурбинного двигателя для оценки соответствия фактических параметров заданным. Из-за недостаточной точности расчета течения воздуха в компрессоре, вследствие использования в математических моделях ряда упрощенных эмпирических зависимостей по потерям полного давления и отставанию потока в лопаточных венцах, а также из-за погрешностей изготовления,

измеренные параметры первого экземпляра, как правило, отличаются от проектных величин;

6) для выяснения причин и устранения полученных отличий выполняется поверочный кинематический расчет компрессора (по измеренным частоте вращения и параметрам потока: расходу воздуха, заторможенным давлениям и температурам) и определяются фактические величины скоростей обтекания, углов атаки и при необходимости разрабатываются мероприятия по изменению углов установки и формы профилей лопаток для достижения заданных параметров.

При проведении таких доводочных работ по п.6 бывают следующие типичные ситуации [7]:

- расход воздуха, степень повышения давления и КПД меньше проектных величин,
- расход воздуха и степень повышения давления близки к проектным величинам, а КПД меньше,
- расход воздуха и степень повышения давления больше проектных величин, а КПД меньше.

Так как обычно компрессоры проектируют с некоторым запасом по углам изгиба профилей лопаточных венцов, что несколько увеличивает диффузорность течения, то в практике наиболее часто встречается третья ситуация. В этом случае доводка компрессора выполняется как минимум в три этапа, и в первую очередь определяются мероприятия, направленные на повышение КПД и запасов газодинамической устойчивости до проектной величины.

В связи с тем, что современные осевые авиационные компрессора выполняются с регулируемыми по углу установки направляющими аппаратами, доводку по КПД и устойчивости обычно начинают с определения оптимальных углов установки этих направляющих аппаратов.

На втором этапе работ оценивают возможность повышения КПД и запасов устойчивости за счет коррекции углов установки лопаток рабочих колес и пере-

гулируемых направляющих аппаратов, а также за счет вариации густотой лопаточных венцов путем изменения числа лопаток.

В случае если коррекции лопаточных венцов без изменения их профилирования оказывается недостаточно для обеспечения заданных параметров компрессора, на третьем этапе работ определяются необходимые изменения конфигурации самих профилей, например, за счет изменения конструктивного угла на входе в решетку или других геометрических параметров профиля.

Рассмотренная поэтапная доводка компрессора широко применялась в ОАО СНТК им.Н.Д.Кузнецова при создании авиационных двигателей НК-8, НК-86, НК-93, газотурбинных приводов НК-16СТ и НК-36СТ для газоперекачивающих станций. Эти двигатели разрабатывались в условиях планового государственного финансирования, вследствие чего все целесообразные варианты конструкции с измененной геометрией лопаточных венцов изготавливались и проверялись по эффективности физическими экспериментами.

В настоящее время из-за ограничений по финансированию возникла острая необходимость в разработке и внедрении системы поэтапной доводки, в основном базирующейся на расчетной оптимизации профилирования лопаточных венцов и требующей ограниченного числа физических экспериментов, например, испытания опытного образца и затем оптимизированного варианта. Для такой расчетной системы поэтапной доводки необходима физически-обоснованная и более точная математическая модель расчета гидравлических потерь в лопаточном венце, причем в широком диапазоне углов атаки и посадок скорости в межлопаточном диффузоре.

2. В настоящем исследовании рассматривается алгоритм оптимизации профилирования широкого класса компрессорных решеток, выполненных с густотой $b/t>1$, при их работе как на дозвуковых (см. главу 2), так и сверхзвуковых режимах обтекания (см. рис. 2.1.2÷2.1.4).

В алгоритме используется методика главы 2, разработанная для расчета потерь давления на входном участке компрессорной решетки на дозвуковых и

сверхзвуковых режимах обтекания с учетом скачков уплотнения, областей их взаимодействия с пограничным слоем на профиле и головных волн перед лопаткой, а также методы [78], [101], [103], [172] по расчету потерь давления в дозвуковых компрессорных решетках на режимах обтекания соответствующих максимальным величинам КПД.

3. С использованием рассмотренных в главе 2 методик, возможно, выполнить оптимизацию профилирования лопаточных венцов компрессора.

При проведении работ по упомянутому первому этапу доводочной ситуации необходимо определить углы установки регулируемых направляющих аппаратов, обеспечивающие максимальный КПД при заданных частоте вращения, расходе воздуха и степени повышения давления. В этом случае выполняется несколько кинематических расчетов компрессора с соответствующими различными углами установки входного направляющего аппарата (например, через 2^0 на нагрузку и разгрузку от проектного угла установки). Путем сравнения полученных результатов, определяется оптимальный угол установки, обеспечивающий максимальную величину КПД при заданных расходе воздуха и степени повышения давления. С этим оптимальным углом установки входного направляющего аппарата выполняется несколько кинематических расчетов с соответствующими различными углами установки γ следующего регулируемого направляющего аппарата, и так далее вплоть до последнего аппарата. В каждом случае определяется γ_{om} аналогично процедуре по входному аппарату.

Если на первом этапе не удалось получить заданной величины КПД и запасов устойчивости, необходимо провести серию кинематических расчетов с вариациями углов установки лопаток нерегулируемых направляющих аппаратов и, в случае недополучения заданного КПД, повторить эту операцию с вариацией углов установки лопаток рабочих колес. Когда полученные оптимальные величины углов установки отличаются от проектных более чем на 3^0, целесообразно сделать второе приближение по определению оптимальных углов ус-

тановки регулируемых направляющих аппаратов по ранее описанному алгоритму.

В том случае, когда все вариации по углам установки лопаток направляющих аппаратов и рабочих колес не обеспечили заданной величины КПД и запасов устойчивости, необходимо по результатам анализа всех предыдущих вариаций выделить венцы с минимальными величинами КПД и, изменяя их густоту за счет количества лопаток провести кинематические расчеты с оценкой возможности получения заданных КПД, расхода воздуха и степени повышения давления.

Первые два этапа наиболее часто используются при доводке авиационных компрессоров из-за дешевизны их внедрения, так как требуется лишь под несколько другим углом прорезать пазы замков крепления лопаток. Если при оптимизации по алгоритмам первых двух этапов не удалось достигнуть заданных параметров, то придется использовать алгоритм третьего этапа, требующего изменения конфигурации самих профилей. Изменение же конфигурации профилей, как правило, требует коренной переделки всей технологической и контрольной оснастки, т.е. больших финансовых затрат.

Третий этап выполняется на базе анализа кинематических расчетов по второму этапу. При этом определяются сечения лопаточных венцов, которые работают с наибольшими отклонениями либо в сторону повышенных углов атаки, либо на режиме запирания. Путем подгибки или разгибки входной или выходной частей профилей, т.е. изменением конструктивных углов, каждое сечение выводится на угол атаки, обеспечивающий больший КПД. При необходимости дополнительно производится изменение величин хорды профиля, его максимальной толщины и смещение вперед или назад максимального прогиба средней линии, а также оценивается целесообразность изменения других геометрических параметров профиля.

Все перечисленные варианты одновременно с оценкой гидравлических характеристик проверяются на наличие необходимых запасов прочности, напри-

мер, по опыту создания САПР лопаток авиационных турбомашин [10]. В случае обеспечения заданных параметров и необходимых запасов по прочности принимается решение на изготовление этого варианта компрессора. Если последующие испытания подтверждают факт получения проектных величин КПД, расхода воздуха, степени повышения давления и запасов устойчивости, то начинается серийное изготовление этого компрессора.

Изложенный подход к поэтапной расчетной доводке компрессоров, разработанный на базе анализа различных ситуаций, имевших место в процессе доводки осевых авиационных компрессоров с оптимизацией профилирования лопаток на заданные параметры, принят к практическому использованию в отделе компрессоров ОАО СНТК им.Н.Д.Кузнецова.

Выводы к главе 5

1. Разработана методика проектирования и порядок конструирования надроторных перфорированных корпусов, повышающих запасы газодинамической устойчивости компрессора. Конструкция этого устройства признана изобретением и защищена Патентом №2148732.

2. Приведены результаты исследования влияния присоединенных к газовоздушному тракту полостей на газодинамическую устойчивость компрессора. Конструкция уплотнительных колец, отсоединяющих присоединенные полости от газовоздушного тракта, признана изобретением и защищена АС №600877.

3. Приведены рекомендации по оптимизации системы приемников командного давления, обеспечивающие уменьшение воздействия окружной неравномерности поля полного давления на параметры ГТД. Устройство по оптимизации командного давления признано изобретением и защищено АС №399748.

4. Описаны устройства, применяемые на двигателях семейства НК, для исключения резкого уменьшения запасов ГДУ газотурбинных двигателей в экстремальных метеорологических условиях эксплуатации. Конструкция системы противообледенения газоперекачивающих агрегатов, внедренная на газоперекачивающие станции ОАО Газпром, признана изобретением и защищена Патентом №2095601.

5. Рекомендовано применение амплитудно-частотного анализа пульсаций полного давления в газовоздушном тракте для анализа газодинамической устойчивости ГТД.

6. Приведены результаты исследования по возможности использования спектральных характеристик динамических нагрузок в узлах крепления ГТД для анализа газодинамической устойчивости ГТД.

7. Описана методика поэтапной оптимизации профилирования лопаток осевых компрессоров, применяемая на СНТК, и даны рекомендации для практического применения при доводке по запасам ГДУ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. М., Госиздат. технико-теоретической литературы, 1953.
2. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. Наука, 1976.
3. Абаимов Л.С., Климнюк Ю.И. К оценке влияния на параметры осевого компрессора окружной неравномерности поля полного давления входного потока. – ИВУЗ, Авиационная техника, №3, 1983 - 3с.
4. Абаимов Л.С., Климнюк Ю.И. Изменение степени турбулентности потока в скачке уплотнения. -Казанский авиационный институт, Межвузовский сборник "Газодинамика двигателей и энергоустановок летательных аппаратов", 1985 - 2с.
5. Акулов В.А., Климнюк Ю.И., Стенькин Е.Д. Исследование газодинамической устойчивости осевых компрессоров ТРДД с притрактовыми втулочными полостями. Куйбышевский авиационный институт, Межвузовский сборник "Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей", 1980 - 12с.
6. Аранд Ю.М., Гельмедов Ф.И. Исследование структуры возмущенного потока во входном канале и проточной части компрессора ТРДД и причины потери устойчивости при включении реверса тяги в системе силовых установок самолета. Труды ЦИАМ, № 839, 1979.
7. Аронов Б.М., Климнюк Ю.И. и др. Оптимизация профилирования лопаток осевых авиационных компрессоров в различных проектно-доводочных ситуациях. ДЕП ВИНИТИ, 16.09.97.
8. Аронов Б.М., Климнюк Ю.И. и др. Газодинамический анализ и усовершенствование компрессора стационарной энергетической установки ГТЭ-60 с помощью программ, ориентированных на авиационные двигатели. Вестник СГАУ, Серия. Проблемы и перспективы развития двигателестроения. Часть 2. Вып. 3, 105-110. Самара 1999.
9. Аронов Б.М., Климнюк Ю.И. и др. Совершенствование процессов проекти-

рования и газодинамической доводки компрессоров путем оптимизации профилирования лопаток. Вестник СГАУ, Серия. Проблемы и перспективы развития двигателестроения. Часть 2. Вып. 3, 125-133. Самара 1999.

10. Аронов Б.М., Балтер В.П., Камынин В.А. Автоматизация проектирования лопаток авиационных турбомашин. Машиностроение. 1994.

11. Аржанников Н.П., Мальцев В.Н. Аэродинамика. Оборонгиз, 1956.

12. АС 312063 (СССР). Разделитель потоков двухконтурного ТРД. /Ю.И.Климнюк, А.П. Комаров. 1960.

13. АС 270402 (СССР). Направляющий аппарат лопаточной машины. /Ю.И.Климнюк, Е.Д.Стенькин. 1969.

14. АС 399748 (СССР). Устройство для получения осредненного давления. /Ю.И. Климнюк, И.А.Сиротко, С.С.Гасилин, Е.Д.Стенькин, В.А.Китайцев. 1971.

15. АС 502240 (СССР). Устройство для измерения температуры и давления газа. /И.А.Сиротко, В.А.Китайцев, Е.Д.Стенькин, Ю.И.Климнюк, Е.В.Николаева. 1974.

16. АС 600877 (СССР). Осевой компрессор. /А.А.Верченов, Б.А.Голубков, Г.И.Ишутин, В.А.Китайцев, Ю.И.Климнюк, О.В.Куракин, И.А.Сиротко, Е.Д.Стенькин. 1976.

17. АС 711831 (СССР). Способ проверки термодинамического состояния компрессора газотурбинного двигателя и испытательный стенд для его осуществления. /А.А.Верченов, Ю.И.Климнюк, И.А.Сиротко, Е.Д.Стенькин, В.Ф.Некрылов. 1977.

18. АС 114128 (СССР). Устройство для имитации неоднородности потока. /Л.С.Абаимов, В.А.Китайцев, Ю.И.Климнюк, Е.Д.Стенькин, И.А.Сиротко, А.А.Верченов, А.С.Дудинцев. 1977.

19. АС 130460 (СССР). Способ испытания ГТД. /А.А.Верченов, В.А.Китайцев, Ю.И.Климнюк, И.А.Сиротко, Е.Д.Стенькин. 1978.

20. АС 708688 (СССР). Способ защиты от обледенения измерительных пневмотрасс ГТД. /А.А.Верченов, В.Д.Иванов, В.А.Китайцев, Ю.И.Климнюк,

И.А.Сиротко, Е.Д.Стенькин. 1978.

21. АС 728478 (СССР). Стенд для испытания противообледенительных систем ГТД. /И.А.Сиротко, Б.Е.Васин, А.А.Верченов, И.И.Забавин, В.А.Китайцев, Ю.И.Климнюк, В.Н.Леонтьев, Б.М.Митин, Л.А.Нездолей, Е.Д.Стенькин. 1978.
22. АС 680414 (СССР). Стенд для испытания рабочих решеток компрессоров. /Е.Д.Стенькин, А.А.Верченов, В.А.Китайцев, Ю.И.Климнюк, И.А.Сиротко. 1978.
23. АС 149842 (СССР). Устройство для имитации эксплуатационных неоднородностей. /В.А.Акулов, А.А.Верченов, В.А.Китайцев, Ю.И.Климнюк, А.М.Сигал, И.А.Сиротко, Е.Д.Стенъкин, И.С.Тетянец, И.И.Копейкин, Ю.А.Голованов. 1979.
24. АС 814008 (СССР). Осевой многоступенчатый компрессор. /А.А.Верченов, Б.А.Голубков, Г.И.Ишутин, В.А.Китайцев, Ю.И.Климнюк, О.В.Куракин, И.А.Сиротко, Е.Д.Стенькин. 1979.
25. АС 149785 (СССР). Газотурбинный двигатель. /В.А.Акулов, А.А.Верченов, Ю.И.Климнюк, В.А.Китайцев, И.А.Сиротко. 1980.
26. АС 652772. Сигнализатор обледенения. /Ю.И.Климнюк и др.
27. АС 858286. Способ испытаний противообледенительной системы силовой установки летательного аппарата. /Ю.И.Климнюк и др.
28. Патент РФ 2095601. Газотурбинная установка с противообледенительным устройством. /Ю.И.Климнюк и др.
29. Патент РФ 2148732. Ступень турбомашины. /Ю.И.Климнюк и др.
30. Байков В.С., Гельмедов Ф.Ш., Краснов С.Е., Милешин В.И., Степанов Е.И.. Облик, параметры и характеристики осевых компрессоров перспективных ГТД и пути их обеспечения. ЦИАМ Международная научная конференция "Двигатели XXI века." Тезисы докладов. 2000.
31. Байков В.С., Гладков Е.П., Никулин В.Г., Сальников В.С., Чуфирин В.А.. Совершенствование методики газодинамического расчета сверхзвуковых вентиляторных ступеней и профилирование их лопаточных венцовю ЦИАМ.

Международная научная конференция "Двигатели XXI века." Тезисы докладов. 2000.

32. Близнюков Л.Г., Воробьева Н.Г., Жигунов М.М., Краснов Д.С., Краснов С.Е., Мартынов В.Н.. Применение методов математического моделирования в задачах обеспечения устойчивой работы ГТД и ликвидация помпажа. ЦИАМ. Международная научная конференция "Двигатели XXI века." Тезисы докладов. 2000.

33. Бам-Зеликович Г.М. Расчет отрыва пограничного слоя. Известия АН.СССР, ОТН, № 12, стр.68, 1954.

34. Белянин Н.М. Расчет турбулентного пограничного слоя при плоскопараллельном течении сжимаемой жидкости. МАП, Тр.№ 301, 1957.

35 Белоцерковский О.М. Обтекание кругового цилиндра с отошедшей ударной волной . ДАН СССР, т.XXШ, вып.3, 1957.

36. Белоцерковский О.М. Обтекание симметричного профиля с отошедшей ударной волной. АН.СССР, ПММ, т.XXП, вып.2, 1958.

37. Бендат Дж., Пирсол А. Измерение и анализ случайных процессов. М., "Мир", 1974.

38. Бери Ф., Шапиро А., Ньюмен Е. Некоторые эксперименты по взаимодействию ударных волн с пограничным слоем на плоской пластине. Сб. сокращенных пер. и реф. Ин.пер.лит., Механика, вып.1, стр.17,1951.

39. Бери Ф., Шапиро А., Ньюмен Е. Взаимодействие ударных волн с пограничным слоем на плоской поверхности. Сб.сокр.пер. и реф., Ин. пер. лит., Механика, вып.5, стр.36, 1952.

40. Богданов В.В. и др. Влияние пульсаций потока в самолётных воздухозаборниках на работу компрессора ТВД,- "Обзоры. Переводы. Рефераты". М., ЦАГИ, № 400. 1973.

41. Бунимович А.И. и др. Исследование обтекания компрессорных решеток на больших дозвуковых скоростях набегающего потока. Отчет ЦИАМ, №6169. 1952.

42. Бунимович А.И. и др. Аэродинамические характеристики плоских компрес-

сорных решеток из профилей с различным углом изгиба средней линии. Отчет ЦИАМ, №6171, 1952.

43. Бунимович А.И. и др. Аэродинамические характеристики компрессорных решеток из профилей с различной относительной толщиной. Отчет ЦИАМ, №6168, 1952.

44. Бунимович А.И. и др. Аэродинамические характеристики плоских компрессорных решеток из профилей с различным углом изгиба средней линии и различной относительной толщиной. Отчет ЦИАМ, №7278, 1953.

45. Бунимович А.И. и др. Аэродинамические характеристики плоских компрессорных решеток из профилей с большим углем изгиба средней линии при дозвуковых скоростях Тех. справка ЦАГИ, ЦИАМ, №7519, 1954.

46. Бунимович А.И., Орлова Г.С. Сборник аэродинамических характеристик плоских компрессорных решеток. ЦИАМ, Вып. I, 1955, Вып. II, 1956.

47. Бунимович А.И. ,Святогоров А.А. Аэродинамические характеристики плоских компрессорных решеток при большой дозвуковой скорости. Сб. "Лопаточные машины и струйные аппараты". Вып.2, Машиностроение, 1967.

48. Васильев Ю.Н.. Исследование осевых сверхзвуковых компрессоров. Отчёт ЦАГИ, 1950.

49. Васильев Ю.Н., Комаров А.П. и др. Проект многоступенчатого осевого компрессора турбовинтового двигателя ТВД-Е. Отчет ЦАГИ, 1951.

50. Ветчинкин Н.В.. Исследование течения газа в сверхзвуковых компрессорных решетках. Краснознаменная Ордена Ленина ВВИА им. проф. Н.Е. Жуковского, диссертация, 1958.

51. Верченов А.А., Китайцев В.А., Климнюк Ю.И.. Комбинированная гребенка для измерения в одной струйке тока заторможенных давления и температуры. Мсжвузовский сборник. Газодинамика двигателей. Вып. 1. Казань, 1978 – 4с.

52. Weyer H.D., Dunker R.J. "Laser anemometry study of the flowfield in a transonic compressor rotor" AIAA Paper 78-1, Новое в зарубежном авиадвигателестроении. №4, 1980.

53. Виноградов Б.С., Шайхутдинов З.Г. Приближенный метод расчета отсоединенной головной волны при обтекании затупленных тел сверхзвуковым потоком. ИВУЗ, "Авиационная техника", № 2, 1963.

54. Воронов А.А., Титов В.К., Новограмов Б.Н.. Основы теории автоматического регулирования. Высшая школа. 1977.

55. Вуль В.М., Бакланов В.С., Климнюк Ю.И., Промин В.М.. Исследование спектральных характеристик динамического нагружения узлов крепления ГТД. Сборник КуАИ. Куйбышев, 1985 – 13-16с.

56. Гедд Г. Взаимодействие ламинарного или турбулентного пограничного слоя со скачками уплотнения. Сб.пер. и обзоров, Ин.пер.лит., Механика, вып.5, стр.3, 1954.

57. Гельмедов Ф.Ш., Максимов И.Г., Мунтянов Н.Г., Мунтянов Г.Л., Фоминский В.А.. Влияние неоднородности на характеристики и ГДУ высоконапорных КНД перспективных ТРДДФ. ЦИАМ. Международная конференция "Двигатели XXI века." 2000.

58. Гилинский С.М. Сверхзвуковое обтекание тел различной формы с отошедшей ударной волной. Изв.АН СССР, "Механика и машиностроение", № 5, 1964.

59. Гиневский А.С. Турбулентный след и струя в спутном потоке при наличии продольного градиента давления. Известия АН СССР, ОТН, Механика и машиностроение, №2 стр. 31, 1959.

60. Глаголев А.И., Зубков А.И., Панов Ю.А. Обтекание струйного газообразного препятствия на пластине сверхзвуковым потоком. АН. СССР, Механика жидкости и газа , №3, стр.97, Издат. Наука, 1967.

61. Глик Г.С. Усовершенствованная теория смешения Крокко-Лиса для сверхзвукового течения с отрывом и прилипанием. Период сб.пер.ин.статей. Механика, 4-86, стр.49, 1964.

62. Гошек И. Аэродинамика больших скоростей. Инлит,1954.

63. Гриценко Е.А., Павлов В.И., Климнюк Ю.И. Доводка двигателя НК-38СТ на стендах. Труды НИКТИТ, Турбины и компрессоры. Вып.8,9. Санкт-

Петербург, 1999.

64. Дейч М.Е Техническая газодинамика. Госэнергоиздат, 1961.

65. Дейч М.Е. Зарянкин Л.Е. Гидродинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. М., Энергия. 1970.

66. Домашенко А.М. Сверхзвуковые теоретические решетки. Диссертация, ЦИАМ, №4091.

67. Дорогов В.С., Матвеев В.А. Исследование влияния толщины и формы передней кромки лопаток рабочего колеса на характеристики сверхзвукового компрессора. Отчет ЦАГИ №974, 1955.

68. Довжик С.А. Профилирование лопаток осевого дозвукового компрессора. ЦАГИ, Пром. аэродинамика, вып.11, Оборонгиз, 1958.

69. Dunker R.J., Hungenberg H.G. "Study of the flowfield behind a transonic axial compressor rotor using laser-anemometry and unsteady pressure measurements" Preprint AIAA №79-7034. Новое в зарубежном авиадвигателестроении, №4, 1980.

70. Дягилев В.Н., Климнюк Ю.И.. Комбинированный приемник для измерения параметров нестационарного потока в тракте ГТД. Межвузовский сборник "Вопросы проектирования и доводки авиационных двигателей." Казань, 1978 – 3с.

71. Емин О.Н., Новиков А.С. Выбор параметров компрессоров ГТД. Пособие для курсового и дипломного проектирования. МАИ, 1982.

72. Жуков М.Ф. и др. Исследование особенностей работ сверхзвуковой ступени с повышенными углами отклонения потока и большими относительными диаметрами втулок для сверхзвукового малоступенчатого компрессора. Т.О. ЦИАМ №10388, 1957.

73. Жуков М.Ф. Экспериментальное исследование течений газа в неподвижных пространственных каналах лопаточных машин при сверхзвуковой скорости. Т.О.ЦИАМ № 9439, 1956

74. Жулев Ю.Г. О выборе основных аэродинамических и геометрических параметров одноступенчатых осевых сверхзвуковых компрессоров. ЦАГИ. Дис-

сертации, 1958.

75. Затолока В.В. и др. О локализации срывов пограничного слоя при взаимодействии его со скачком уплотнения. Т.О. ЦИАМ, 1956.

76. Зубков А.И., Сорокин Л.И. Влияние вязкости на течение в области прямого скачка уплотнения. Известия АН. СССР, ОТН, Механика и машиностроение, №1, стр.114, 1961.

77. Иоффи М.А. Испытание новых сверхзвуковых компрессоров. ЦИАМ, Новое в зарубежном авиадвигателестроении, №9, 1966.

78. Кампсти Н. Аэродинамика компрессора. Москва, Мир 2000.

79. Киоси Р. Турбулентность за неподвижными и вращающимися решетками компрессоров. — ЭИ Авиастроение, № 45, 1973.

80. Климнюк Ю.И., Комаров А.П. Приближенный метод расчета параметров отсоединенной головной волны. ИВУЗ, "Авиационная техника", №4, 1966.

81. Климнюк Ю.И., Комаров А.П. Приближенный метод расчета характеристик плоской полусвободной срывной зоны. - Куйбышевский авиационный институт, Тезисы докладов конференции "Вопросы теории ВРД". 1967 - 1с.

82. Климнюк Ю.И. Метод критической скорости компрессорной решетки. СНТК ТО №001.426.

83. Климнюк Ю.И., Комаров А.П. Приближенный метод расчета характеристик плоского полусвободного следа. Куйбышевский Авиационный институт. Труды, "Аэромеханика", вып. № 35, 1969.

84. Климнюк Ю.И. Влияние вязкости на характеристики входного участка компрессорной решетки на сверхзвуковых режимах обтекания. ИВУЗ, "Авиационная техника", №1, 1972.

85. Климнюк Ю.И. Приближенный метод расчета пограничного слоя и полусвободного следа на входном участке компрессорной решетки. Тр. Куйбышевский авиационный институт. Тр. Аэромеханика, Вып. №35, 1969.

86. Климнюк Ю.И., Абаимов Л.С. К оценке влияния турбулентности набегающего потока на характеристики сверхзвуковой компрессорной решетки.

ИВУЗ "Авиационная техника" № 3, 1981.

87. Климнюк Ю.И., Комаров А.П. Приближенный метод расчета параметров области взаимодействия прямого скачка уплотнения с турбулентным пограничным слоем. Куйбышевский авиационный институт, Тр. Аэромеханика, Вып. №35, 1969.

88. Климнюк Ю.И. Оценка взаимодействия головных волн с трактовым пограничным слоем в сверхзвуковой компрессорной решетке. СНТК, Труды; Сборник статей; №1, 1973 - 10,5с.

89. Климнюк Ю.И. К оценке влияния вихрей на параметры осевого компрессора. Казань, Межвузовский сборник "Газовая динамика", 1981 – 5,5с.

90. Климнюк Ю.И., Комаров А. П. Выходной направляющий аппарат осевого компрессора с внезапным расширением тракта на входе. ИВУЗ, Авиационная техника; №3, 1979.- 3с.

91. Климнюк Ю.И., Абаимов Л.С. К оценке влияния турбулентности набегающего потока на характеристики сверхзвуковой компрессорной решетки. ИВУЗ, Авиационная техника; №3, 1981 - 3с.

92. Климнюк Ю.И., Китайцев В.А., Стенькин Е.Д. Обеспечение газодинамической устойчивости двигателя НК-22. ЦИАМ, Тезисы докладов отраслевой конференции "Газодинамическая устойчивость авиационных силовых установок и влияние неоднородностей потока на основные характеристики ГТД", 1983, - 1с.

93. Климнюк Ю.И., Китайцев В.А., Сиротко И.А. Обеспечение газодинамической устойчивости двигателя НК-25. ЦИАМ. Авиационные двигатели; Сер. 7; Новые технологические процессы и надежность; 1 (49). 1984. - 5с.

94. Климнюк Ю.И., Калинин А.И., Регов Н.С. Стенд для испытаний и доводки высоконапорных компрессоров ТВВД. Тезисы докладов международной Н.Т.К., Самарский научный центр РАН, 1997

95. Климнюк Ю.И., Лазоренко Т.М., Чурсанов Г.Н., Регов Н.С. Особенности доводки компрессора низкого давления двигателя НК-93. ЦИАМ. Международная научная конференция "Двигатели XXI века." Тезисы

докладов, 2000.

96. Chapman D., Kester R. Measurement of turbulent skin friction on cylindric in axial flow at subsonic and supersonic velocities. J. Aeron Sci , 1953, vol.20,№7.

97. Constant, H: Note on Performance of Cascades of Aerofoils. Note No. E. 3696 British R. A. E., 1939.

98. Coles D. Direct measurement of supersonic skin friction. J. Aeron Sci , 1952, vol.22, №10.

99. Ковшер Н.Н., Котовский В.Н., Федоров Р.Н., Федечкин К.С. Моделирование нестационарного отрывного течения в межлопаточных каналах осевого компрессора. ЦИАМ, Международная научная конференция "Двигатели XXI века". Тезисы докладов, 2000.

100. Комаров А.П. Исследование плоских компрессорных решеток, Сб. "Лопаточные машины и струйные аппараты", Вып.2, Машиностроение, 1967.

101. Комаров А.П. Гидродинамика плоских решеток профилей. Куйбышевский Государственный университет, 1981.

102. Комаров А.П. Коэффициент профильных потерь плоской компрессорной решетки при малых скоростях набегающего потока. КуАИ. Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей. Труды вып. 78, 1976.

103. Комиссаров Г.А., Микиртичан В.И., Хайт М.В. Методика газодинамического расчета осевого компрессора. Труды ЦИАМ, № 421, 1965.

104. Колесинский Л.Д. Детерминированные колебания и связанные с ними нестационарные эффекты в осевом компрессоре. ЦИАМ, Международная научная конференция "Двигатели XXI века". Тезисы докладов, 2000.

105. Колесинский Л.Д. Расчетная оценка изменения границы устойчивой работы осевого компрессора при наличии турбулентных пульсаций потока различной структуры на входе. ЦИАМ, Международная научная конференция "Двигатели XXI века" Тезисы докладов, 2000.

106. Кукинов А.Г., Макашева О.В. Возмущения течения в ступени вентилятора, возбуждаемые завихренностью потока в канале воздухозаборника. ЦИАМ, Международная научная конференция "Двигатели XXI века". Тезисы

докладов, 2000.

107. Кузнецов Н.Д., Климнюк Ю.И., Сиротко И.А. Обледенение проточной части газотурбинных агрегатов и борьба с ним. - Газовая промышленность, 1981 – 2-4с.

108. Кузнецов Н.Д., Абаимов Л.С., Климнюк Ю.И. Путь повышения надежности газотурбинного привода. - Газовая промышленность, 1979, № 12, с. 24—26.

109. Кузнецов Н.Д., Климнюк Ю.И. Регламентирование неоднородностей воздушного потока на входе в ГТД силовых приводов ГПА с целью обеспечения максимальной эффективности агрегата. Тезисы докладов международной НТК. Самарский научный центр РАН, 1997.

110. Краснов С.Е., Семерняк Л.И. Нестационарные пространственные процессы в газодинамической системе с компрессором. Тр. ЦИАМ, 1979 – 23с.

111. Краснов С.Е., Семерняк Л.И. Распространение неравномерного нестационарного потока в газовом тракте ТРД. Тр. ЦИАМ, 1976.

112. Левин В.Я., Абаимов Л.С., Козлов М.С., Климнюк Ю.И. К вопросу определения параметров для системы контроля ТРДД в условиях эксплуатации. Уфа, Межвузовский сборник "Испытания авиационных двигателей", Вып. №6, 1978 – 7,5с.

113. Liblein S. Loss stall analysis of compressor cascades. Trans of the ASME.D-81, №3. p. 387-400.

114. Либлейн, Джонсен. Итоги исследования околозвуковых компрессоров в лаборатории Льюиса Миллер, Льюис, Хартман. Волновые потери в решетке профилей околозвукового компрессора. Энергетическое машиностроение, том 83, сер А, № 31961. Тр.АОИМ, Русский перевод, Инлитиздат, 1962.

115. Липман Г.В., Пакет А.Е. Введение в аэродинамику сжимаемой жидкости. ИЛ, 1949.

116. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. Госиздат. ТТЛ, 1950.

117. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. М., Наука, 1973, 1975.

118. Ляпунов А.М.. Общая задача об устойчивости движения. Гостехиздат, 1960г.

119. Магер. Об отрыве турбулентного пограничного слоя вызванного скачком. Сб.пер.и обзоров, Ин.пер.лит., Механика, вып.5, стр.54, 1955.

120. Мартынов А.М. Экспериментальная аэродинамика. Издат. Оборон. пром. 1954.

121. Масеев С.В., Симонов Л.А. Аэродинамические характеристики 12 компрессорных решеток. Тр. ЦАГИ, 1951.

122. Мельников А.П. Аэродинамика больших скоростей. Воениздат, 1961.

123. Милешин В.И., Орехов Н.К., Старцев А.Н. Перепроектирование лопаточных венцов осевых компрессоров с использованием программ решения обратных задач для квазитрехмерных невязких течений и программа интегрирования трехмерных уравнений Навье-Стокса. Вестник СГАУ Серия. Проблемы и перспектива развития двигателестроения. Часть 2. Вып.3. Самара 1999.

124. Матвеев В.А. Обтекание сверхзвуковым потоком компрессорной решетки, образованной из профилей конечной толщины. Тр. ВВИА им. Н.Е. Жуковского, вып. 856, 1955.

125. Масеев С.Б., Симонов Л.А. Аэродинамические характеристики 12 компрессорных решеток. Тр. ЦАГИ, 1951.

126. Мельников А.П. Аэродинамика больших скоростей. Воениздат, М.О., 1961.

127. Мищенко В. М. Турбулентный пограничный слой на профиле в решетке. Техн. гидрогазодинамика. Тр.ЛПИ, № 248, Машиностроение, 1965.

128. Nikuradze. Turbulente Reibungsschichten an der Platte, Herausgegeben von ZWB der Lftf – Forschg, 1942.

129. Некрасов И.П., Славянов Н.Н. О размерах области взаимодействия косых скачков уплотнения с турбулентным пограничным слоем на плоской пластине. МАП, Т.О., № 83, 1957.

130. Некрасов И.П. Влияние пограничного слоя на сверхзвуковое течение. Институт им. П.И. Баранова, Т.О. №141, 1960.

131. Нечаев Ю.М., Федоров Р.М. Теория авиационных газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1977.

132. Панов Ю.А., Швец А.И. Отрыв турбулентного пограничного слоя в сверхзвуковом потоке. Прикладная механика, Том. П, вып.1, стр.99, Издат. "Наукова думка", 1966.

133. Пэнхерст Р., Холдер Д. Техника эксперимента в аэродинамических трубах. ИЛ, 1955.

134. Петунин А.Н. Методы и техника измерений параметров газового потока. М., "Машиностроение", 1972.

135. Петунин А.Н. Измерение параметров газового потока. М., "Машиностроение", 1974.

136. Пешехонов Н.Ф. Приборы для измерения давления, температуры и направления потока в компрессорах. М. Оборониздат, 1962.

137. Процеров В.Г., Ольштейн Л.Е. Метод расчета осевого компрессора по данным продувок плоских решеток. Труды ЦИАМ. БНТ, Вып. №150, 1948.

138. Петров Г.И. Сообщение на сессии АНСССР. Известия АН. СССР, ОТН, №9, стр.157, 1958.

139. Процеров В.Г., Ольштейн Л.Е. Метод расчета осевого компрессора по данным продувок плоских решеток. Труды ЦИАМ, БНТ, Выпуск №150, 1948.

140 "Ударные трубы". Сб. статей под ред. Х.А. Рахматуллина и С.С. Семенова, ИЛ, 1955.

141. Рагулин Н.Ф., Ананьева З.А., Калиниченко А.Д. Возбуждение колебаний в трубе потоком воздуха при числах М=0.2÷2.0. Ученые записки ЦАГИ т. VII, №5, 1977.

142. Раушенбах Б.А.Вибрационное горение. М. Физматгиз, 1961.

144. Савин Н.М.. Заболоцкий С.В., Рабинович Г.И., Ромашкина Л.А. Экспериментальное исследование влияния турбулентности потока на входе на структуру потока и характеристики дозвуковой ступени осевого компрессора. ЦИАМ, т.с. №11047. 1987.

145. Сарен В.Э., Савин Н.М., Петровичев а.М. Исследование и управление нестационарностью, вызванной взаимодействием венцов в осевых

компрессорах. ЦИАМ, Международная научная конференция "Двигатели XXI века". Тезисы докладов. 2000.

146. Сусленников Л.А. О применении оптического метода для изучения течения в лопаточных венцах осевого компрессора. Сб. Лопаточные машины и струйные аппараты, Вып. 1, стр. 145. Машиностроение, 1996.

147. Солодовников В.В. Критерии и методы анализа устойчивости линеаризованных систем автоматического регулирования. Кн. 1. "Техническая кибернетика". Машиностпроение, 1967.

148. Свечников В.С., Кирилов А.Б. Испытания компрессорных решеток с большими углами поворота потока при больших отрицательных углах атаки. Т.О. ЦАГИ, 1955.

149. Симонов Л.А. Осевые компрессора. Тр.ЦАГИ, 1950.

150. Степанов Г.Ю. Гидродинамика решеток турбомашин. Госиздат, физмат. Литер. 1962.

151. Скучик Е. Основы акустики. М. Мир. 1976.

152. Schultze – Grunow F. "Neues Reibungswiderstandgesitz fur glatte Patten, Lftf – Forschg., Bd.7, H.8, стр.239.

153. Сусленников Л.А. О применении оптического метода для изучения течения в лопаточных венцах осевого компрессора. Сб. Лопаточные машины и струйные аппараты, Вып.1, стр.145. Машиностроение, 1966.

154. Schelichting, Herman: Problems and Results of Jnvestigations on Cascade Flow. Jour. Aero. Sei., Vol. 21, no. 3, Mar. 1954, pp 163-178.

155. Степанов Г.С. Гидродинамика решеток турбомашин. Госиздат., Физ.литер., 1962.

156. Слюсарев. От хаоса к порядку. – Знание - сила, № 8, 1978.

157. Таганов Г.И. Сверхзвуковые течения газа в перфорированных границах. Глава П. Особые свойства течения в сверхзвуковых решетках. Машиностроение, 1967.

158. Таганов Г.И. Потери полного давления в системе криволинейных ударных волн, расположенных перед решеткой составленной из плоских пластин. Т.О.

ЦАГИ, 1952.

159. Талызина В.С., Гупькин И.А., Рачкова Л.Г., Горюшкина С.В. Многокритериальная численная оптимизация многоступенчатого осевого регулируемого компрессора. ЦИАМ, Международная научная конференция "Двигатели XXI века" Тезисы докладов. 2000.

160. Тихонов Н.Д. и др. Результаты экспериментального исследования компрессорных решеток серии К. РИИГА, 1991 г.

161. Трубчиков Б.Я. Тепловой метод измерения турбулентности в аэродинамических трубах. Тр.ЦАГИ, выпуск 372, 1938.

162. Угрюмов М.Л., Чернышов Ю.К., Меняйлов А.В., Цегельник А.М. Теоретические основы и методы проектирования высоконагруженных венцов осевых компрессоров с устрйствами для управления отрывом пограничного слоя. ЦИАМ, Международная научная конференция "Двигатели XXI века". Тезисы докладов. 2000.

163. Федяевский К.К. Пограничный слой и лобовое сопротивление тел вращения при больших числах Рейнольдса. М., ЦАГИ, Тр. вып.179, 1934.

164. Фабрикант Н.Я. Аэродинамика, Гостехиздат.1949.

165. Ферри А. Аэродинамика сверхзвуковых течений. Гостеиздат, 1953.

166. Фишбейн Б.Д., Климнюк Ю.И. К расчету течения в каналах и соплах. Куйбышевский авиационный институт, Некоторые вопросы проектирования и доводки авиационных газотурбинных двигателей, №45, 1970 – 10с.

167. Фишбейн Б.Д., Климнюк Ю.И. Приближенный метод расчета течения неоднородного потока через сопло. ИВУЗ, Авиационная техника, №1. 1971 – 8с.

168. Хоуэлл А.Р. Гидродинамика осевого компрессора. Сборник статей "Развитие газовых турбин", БНТ.1947.

169. Хоуэлл А.Р. Аэродинамика газотурбинного двигателя. Обзорный бюллетень ЦИАМ, №9, 1948.

170. Хилл, Шауб, Сену. Влияние градиента давлений на турбулентный спутный след. Прикладная механика, К 4, стр. 50, Тр. АОИМ, рус. пер. изд. Мир, 1963

171. Холщевников К.В., Выбор параметров и расчет осевого компрессора. Оборонгиз 1949.

172. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. Машиностроение, 1986.

173. Хартман, Миллер, Люис. Волновые потери в решетке профилей околозвукового компрессора "Энергетическое машиностроение", т.LXXXIII, сер. А, 1961. №3, Тр. АОИМ, Ил, 1962.

174. Чарный И.А. Основы газовой динамики. Гостоптехиздат, 1961.

175. Черный Г.Г. Течения газа с большой сверхзвуковой скоростью. Физматгиз, 1959.

176. ЦИАМ Аэродинамический расчет осевых компрессоров. Том 1, 1964 г.

177. Климнюк Ю.И. Оптимизация конструкций компрессоров авиационных ГТД с учетом воздействия эксплуатационных неоднородностей воздушного потока. Монография, СГАУ, Самара, 2001 г.

КЛИМНЮК Ю.И.

Научное издание

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИЙ КОМПРЕССОРОВ АВИАЦИОННЫХ ГТД С УЧЕТОМ ВОЗДЕЙСТВИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ НЕОДНОРОДНОСТЕЙ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА

Утверждено к печати

Самарским научным центром

Российской академии наук

Электронный набор

О.В. Арбузова, О.В. Назаров

ЛР № 040910 от 10.08.98 г.

Подписано к печати

Формат 60 x 84 1/16

Печать офсетная

Усл.печ.л. 16,73 Уч.-изд.л 13

Тираж 300 экз.

Отпечатано в издательстве

Самарского научного центра

Российской академии наук

443001, Самара, Студенческий пер. 3а