

Ю.Н. Нечаев, Р.М. Федоров,
В.Н. Котовский, А.С. Полев

ТЕОРИЯ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Часть 1

Под редакцией Ю.Н. Нечаева

Допущено Министерством обороны
Российской Федерации в качестве учебника
для слушателей и курсантов инженерных ВУЗов ВВС,
обучающихся по специальности «Техническая эксплуатация
летательных аппаратов и двигателей»

Издание ВВИА им. проф. Н.Е. Жуковского
2006

УДК 629.7.036.001
ББК 27.5.4 Т11

Теория авиационных двигателей, ч.1. Учебник для ВУЗов ВВС. Ю.Н. Нечаев, Р.М. Федоров, В.Н. Котовский, А.С. Полев. Под ред. Ю.Н. Нечаева. – М.: Изд. ВВИА им. проф. Н.Е. Жуковского, 2005 г. – 366 с.: илл. – 186; библ. – 16.

ISBN 5-7035-2443-8

Изложены основы теории элементов двигателей и авиационных силовых установок: компрессоров, газовых турбин, камер сгорания, камер смешения, входных устройств и выходных устройств. Основное внимание удалено процессам, протекающим в указанных элементах на различных режимах работы, их характеристикам и влиянию на них условий эксплуатации.

Книга представляет собой первую часть учебника по курсу «Теории авиационных двигателей» для слушателей и курсантов инженерных ВУЗов ВВС, обучающихся по специальности «Техническая эксплуатация летательных аппаратов и двигателей». Она может быть полезной также инженерам и научным работникам, специализирующимся в области разработки, исследований и эксплуатации авиационных силовых установок.

Р е ц е н з е н т ы :

Кафедра авиационных двигателей Иркутского ВАИИ (начальник кафедры д-р техн. наук, профессор А.И. Исаев); д-р техн. наук, проф. А.Б. Агульник (Московский авиационный институт); проф. Н.Д. Тихонов (Московский Государственный технический университет Гражданской авиации).

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящий учебник написан в соответствии с новой учебной программой, отвечающей требованиям Государственного образовательного стандарта по дисциплине «Теория авиационных двигателей», изучаемой слушателями и курсантами инженерных ВУЗов ВВС.

Назначение настоящего учебника – обеспечить подготовку инженера-эксплуатационника широкого профиля к грамотной эксплуатации авиационных силовых установок, правильному инженерному анализу отказов и неисправностей, пониманию сущности основных эксплуатационных ограничений, вводимых на силовых установках современных самолетов и вертолетов, предвидению и предупреждению летных происшествий, связанных с нарушением рабочего процесса силовых установок, разработке мероприятий по повышению безопасности полетов авиационной техники. Он также должен содействовать развитию творческих способностей в постановке и решении научных и инженерных задач.

Учебник состоит из двух частей. В данной, первой части излагаются физические основы рабочего процесса, а также методы расчета всех основных функциональных элементов авиационных силовых установок: компрессоров, камер сгорания, газовых турбин, входных и выходных устройств, камер смешения. В соответствии с этой целью в ней приводятся основные уравнения движения газа в двигателях и их элементах, выводятся формулы для расчета тяги двигателя и эффективной тяги силовой установки, рассматриваются удельные параметры авиационных двигателей, излагаются теория компрессоров, газовых турбин, камер сгорания, а также входных устройств, выходных устройств и камер смешения авиационных силовых установок с газотурбинными двигателями.

Рабочий процесс, совместная работа элементов, программы управления и характеристики авиационных газотурбинных двигателей всех типов рассматриваются во второй части учебника.

В целом учебник отражает опыт научно-методической школы, созданной в Военно-воздушной инженерной академии имени проф. Н.Е. Жуковского основоположником теории воздушно-реактивных

двигателей академиком Борисом Сергеевичем Стечкиным и получившей дальнейшее развитие в работах его учеников и последователей. Под руководством Б.С. Стечкина был написан первый в нашей стране полный учебник «Теория авиационных двигателей» в двух частях, изданный в 1953-54 гг. в ВВИА им. Н.Е. Жуковского, а в 1956-1958 гг. – в издательстве «Оборонгиз». Этот учебник получил широкое признание в нашей стране и был переведен на ряд иностранных языков. Он многие годы являлся настольной книгой инженеров ОКБ, проектирующих авиационные двигатели, и специалистов ВВС по их эксплуатации, а также способствовал приобретению научных и инженерных знаний при подготовке специалистов по реактивной технике в период ее бурного развития в 60-70-е годы прошлого столетия.

Принцип формирования научных знаний «по Стечкину» состоит не только в проведении исследований и издании научных трудов, но и в чтении лекций и написании создаваемых на их основе учебников. Лекции и учебники должны не только отвечать требованиям простоты и доходчивости изложения уже известного учебного материала, но и содержать новые научные знания и подходы к решению теоретических и прикладных задач, возникающих как при расчетах, проектировании и разработке двигателей, так и при их эксплуатации.

Б.С. Стечкин сам многократно и ярко демонстрировал этот принцип и на своих лекциях часто излагал решения новых научных вопросов. Им (на лекциях в МВТУ еще в 1929 году) была выведена формула тяги ВРД (именуемая сейчас формулой Стечкина), впервые на лекциях (в МВТУ, ВВИА, МАИ) даны определения и выводы формул работы цикла, тягового и внутреннего КПД ВРД, условий оптимального распределения работы цикла между винтом и реакцией ТВД и многое другое. Этот подход унаследовали его ученики. Поэтому каждое новое издание учебника кафедры содержало значительные научные и методические новинки.

С учетом этих принципов курс теории авиационных двигателей систематически дополнялся новыми научными и методическими разработками, отражающими (а иногда и опережающими) новейшие тенденции в развитии авиационного двигателестроения. Главными из них являются:

- возросшая роль двухконтурных двигателей, обусловившая качественно новый этап в развитии авиации;
- применение модульного принципа в конструировании двигателей;
- упреждающая роль разработки научно-технического задела, требующая совершенствования методов расчета, математического моделирования и проектирования двигателей и их элементов;
- создания новых двигателей на базе ранее отработанных (унифицированных) газогенераторов;
- разработка адаптивных систем управления силовых установок, требующих для своего осуществления применения БЦВМ и развитие на этой основе более совершенных систем диагностики силовых установок;
- поиск более совершенных схем двигателей и новых более эффективных принципов организации их рабочего процесса.

Эти тенденции, наряду с усилением эксплуатационной направленности учебников кафедры, находили и находят в них определенное отражение и в достаточной мере учтены в данном шестом издании. Они являются обобщением научных и методических разработок авторов и коллектива кафедры за прошедшие годы.

Авторы надеются, что этот учебник будет полезным аспирантам, аспирантам, научным сотрудникам, преподавателям, инженерному составу ВУЗов, строевых частей и научных учреждений Военно-воздушных сил и Гражданской авиации.

В первой части учебника введение, главы 2, 11 и 12 написаны Ю.Н. Нечаевым, глава 1 – В.Н. Котовским, главы 3, 4, 5, 6, 7, 8 и 9 – Р.М. Федоровым, глава 10 – А.С. Полевым.

Авторы выражают признательность рецензентам книги – преподавателям кафедры авиационных двигателей Иркутского военного авиационного инженерного института, заведующему кафедрой теории воздушно-реактивных двигателей Московского авиационного института профессору, доктору технических наук А.Б. Агульнику и профессору кафедры двигателей летательных аппаратов Московского государственного технического университета гражданской авиации Н.Д. Тихонову за высказанные ими ценные советы и пожелания, а также кандидату технических наук А.В. Луковникову за большую помощь в подготовке рукописи к изданию.

ВВЕДЕНИЕ

Современные авиационные двигатели являются чрезвычайно сложными и весьма наукоемкими техническими устройствами, в которых воплощены новейшие достижения науки, техники, технологии и производства. В них реализуются наиболее прогрессивные научные и технологические решения, используемые в дальнейшем в других отраслях энергетического машиностроения. К ним относятся: радикальные решения в области термогазодинамического совершенствования рабочего процесса авиадвигателей, методы трехмерного компьютерного моделирования и машинного проектирования, прочностная надежность, управление ресурсом, повышение эксплуатационной технологичности, снижение трудоемкости технического обслуживания, повышение эксплуатационной надежности и др. В решении этих задач важную роль играет теория авиационных двигателей. На её основании разрабатываются вопросы газодинамических и тепловых расчетов, развиваются методы математического и физического моделирования рабочего процесса, излагаются принципы формирования оптимальных законов управления и способы получения основных эксплуатационных характеристик как существующих и модернизируемых, так и вновь создаваемых двигателей.

Краткая историческая справка. Столетняя история моторной авиации началась первыми успешными полетами самолета с поршневым двигателем братьев Райт в 1903 г. На протяжении первых сорока лет этой истории господствовали самолеты с *поршневыми двигателями* внутреннего сгорания. Последующие шестьдесят лет составили эру господства *реактивной авиации*.

Основным типом авиационных двигателей в настоящее время являются газотурбинные двигатели (ГТД). Теория ГТД сложилась как самостоятельная научная дисциплина в основном после Второй мировой войны, когда эти двигатели начали находить широкое применение на самолетах, но ряд фундаментальных результатов в области исследования реактивного движения был получен значительно раньше. Основополагающий вклад в теорию реактивного движения внес великий русский ученый Н.Е. Жуковский, который в рабо-

так «О реакции втекающей и вытекающей жидкости» (1882 и 1886 гг.) и «К теории судов, приводимых в движение силой реакции вытекающей воды» (1908 г.) определил понятия силы тяги и тягового КПД реактивного двигателя. Работы Н.Е. Жуковского по вихревой теории гребных винтов и осевых вентиляторов (1912 и 1918 гг.) легли в основу современной теории лопаточных машин.

Особая заслуга в обосновании и развитии теории реактивного движения принадлежит К.Э. Циолковскому, который в своей знаменитой работе «Исследование мировых пространств реактивными приборами» (1903 г.) заложил основы теории реактивных полетов и предложил схему кислородо-водородного ракетного двигателя для космических кораблей будущего.

Основателем современной теории воздушно-реактивных двигателей (ВРД) является академик Б.С. Стечкин, который еще в 1929 г. опубликовал работу «Теория воздушного реактивного двигателя». В этой работе он сумел предсказать и теоретически обосновать, еще в конце 20-х годов прошлого века, когда в авиации использовались только поршневые двигатели, возможность создания нового типа авиационного двигателя – воздушно-реактивного двигателя, предложил теорию его рабочего процесса и указал пути развития новой реактивной авиации на многие годы вперед. Эта работа Б.С. Стечкина получила всемирное признание, а идея замены поршневых двигателей воздушно-реактивными может быть отнесена к крупнейшим достижениям науки XX века.

Своими дальнейшими трудами Б.С. Стечкин внес большой вклад в развитие теории рабочего процесса и методов расчета характеристик ВРД и их элементов. Под его редакцией в 1956 и 1958 гг. был издан первый полный учебник по курсу «Теория реактивных двигателей» в двух томах, получивший широкое признание у нас в стране, а также переведенный и изданный в ряде зарубежных стран.

Значительный вклад в развитие теории газовых турбин и газотурбинных установок внес проф. В.В. Уваров. Им разработана теория профилирования лопаток газовых турбин, впервые проведены экспериментальные и теоретические исследования по созданию высокотемпературных газотурбинных двигателей.

Важную роль в развитии отечественных ГТД сыграли труды Н.В. Иноземцева, И.И. Кулагина, К.В. Холщевникова, М.М. Бонда-

рюка, Т.М. Мелькумова, Г.Н. Абрамовича, С.М. Шляхтенко, В.А. Сосунова, В.Ф. Павленко и многих других видных ученых, которые способствовали созданию российской школы специалистов авиа-двигателестроения.

После Великой Отечественной войны авиадвигателестроительная промышленность нашей страны сумела быстро перейти от производства поршневых к созданию реактивных двигателей. Первыми крупносерийными турбореактивными двигателями (ТРД) были двигатели «семейства ВК» (ВК-1, ВК-1Ф), созданные под руководством известного авиаконструктора В.Я. Климова в конце 40^х-начале 50^х гг. прошлого века. Эти двигатели были разработаны на основе глубокой модернизации английского ТРД «Нин» и производились на заводе №117 (г. Ленинград), заводе №45 (г. Москва) и ряде других заводов. Они устанавливались на истребителях (МиГ-15 бис, МиГ-17) и бомбардировщиках (Ил-28, Ту-14). В последние годы производственное предприятие, носившее имя В.Я. Климова (г. Санкт-Петербург), генеральными конструкторами которого являлись С.П. Изотов (1960-1983 гг.) и А.А. Саркисов (1988-2004 гг.), разработало и производит газотурбинные двигатели для различных транспортных средств. Наиболее известными из них являются: турбовинтовой двигатель ТВ7-117с для самолетов местных воздушных линий Ил-114, ТРДДФсм РД-33 для истребителей МиГ-29 и др.

Разработка и производство серийных отечественных ТРД начались с 1946 г. на Государственном опытном заводе №300 (ОКБ-300, г. Москва). Это ОКБ было основано в 1943 г. выдающимся авиаконструктором А.А. Микулиным, ранее создавшим ряд поршневых двигателей «семейства АМ» – от АМ-34 до АМ-42. Заместителем по научной части этого нового ОКБ стал друг и соратник А.А. Микулина Б.С. Стечкин. С 1955 по 1973 гг., после ухода А.А. Микулина, ОКБ-300 руководил известный конструктор и ученый С.К. Туманский. Этим ОКБ были созданы уникальные турбореактивные двигатели АМ-3, РД-9Б, Р11-300 и их модификации, устанавливавшиеся на истребителях МиГ-19 и МиГ-21, дальнем бомбардировщике Ту-16, пассажирском лайнере Ту-104 и др. самолетах.

В 1946 г. был основан второй опытный завод по разработке и производству ГТД, названный машиностроительным заводом «Сатурн». Его Генеральным конструктором (с 1957 по 1984 гг.) был видный ученый и изобретатель академик А.М. Люлька. Им еще в довоенный пе-

риод была предложена и запатентована конструктивная схема двухконтурного двигателя (ТРДД), а также разработан проект первого отечественного ТРД с осевым компрессором, который начал реализовываться в г. Ленинграде на Кировском заводе. Работы были прерваны Великой Отечественной войной, но уже в 1947 г. выполненный по проекту А.М. Люльки двигатель ТР-1 прошел Государственные испытания. Затем в ОКБ «Сатурн» был создан ряд двигателей «семейства АЛ» – АЛ-7Ф-1, АЛ-21Ф-3 и др. для самолетов П.О. Сухого – Су-7, Су-9, Су-17, Су-24, а главным детищем Архипа Михайловича явился двигатель АЛ-31Ф для самолетов Су-27 и их модификаций, не имеющий равных себе в мире по основным показателям. В настоящее время фирма носит название НТЦ им. А. Люльки и входит в состав крупнейшей двигателестроительной корпорации ОАО НПО «Сатурн».

Среди других авиаконструкторов, двигатели которых имеют персональные именные марки, следует указать Н.Д. Кузнецова и П.А. Соловьева. Н.Д. Кузнецовым, конструктором многих двигателей «семейства НК», созданы первоклассные газотурбинные двигатели для бомбардировщиков и дальних транспортных самолетов. Среди них НК-12 (для Ту-95), НК-86 (для Ил-86), НК-144 (для Ту-144), НК-32 (для Ту-160) и др. В настоящее время в СНТК им Н.Д. Кузнецова (г. Самара) создан двигатель НК-93 для дальних самолетов, не имеющий равных себе по экономичности. Под руководством П.А. Соловьева разработаны первый отечественный ТРДД Д-20П (1960 г.), первый вертолетный ГТД Д-25В (1958 г.), двигатель Д-30 и ряд его модификаций. В настоящее время Пермское ОАО «Авиадвигатель» производит двигатели ПС-90А и ПС-90А2 для широкофюзеляжных лайнеров Ту-204, Ту-214, Ил-96-300 и др.

Среди других выдающихся конструкторов ГТД следует упомянуть В.А. Добрынина и П.А. Колесова (г. Рыбинск), А.Г. Ивченко, В.А. Лотарева и Ф.М. Муравченко (г. Запорожье) и других, благодаря которым отечественное двигателестроение быстро развивалось и заняло передовые позиции в мировой авиационной технике.

В разработке авиационных двигателей видную роль играет Центральный институт авиационного моторостроения (ЦИАМ им. П.И. Баранова), являющийся головным институтом отрасли. ЦИАМ является научным центром, обеспечивающим формирование технического облика перспективных двигателей, создание научно-технического задела (НТЗ) для их проектирования и разработку но-

вых передовых технологий. Он обладает крупнейшей в Европе уникальной экспериментальной базой для наземных и высотных испытаний авиадвигателей, функционирующей с 1955 г. Ее созданием руководил начальник ЦИАМ тех лет Т.М. Мелькумов, который одновременно являлся начальником кафедры теории авиационных двигателей ВВИА им. профессора Н.Е. Жуковского.

За рубежом работы по созданию авиационных ГТД начались примерно в те же годы, что и в России. Большой вклад в разработку ТРД с центробежным компрессором внес в Англии в военные и послевоенные годы Фрэнк Уиттл. Его двигатели производства фирмы Роллс-Ройс устанавливались на боевых истребителях Глостер «Метеор» еще в 1943 г. Первый в мире полет самолета с ТРД был совершен в Германии 27 августа 1939 г. Это был самолет Хейнкель He-178 с двигателем Фон Охайна, имевшим центробежный компрессор и центро斯特ремительную турбину. В период Второй мировой войны в Германии был создан ТРД с осевым компрессором фирмой ЮМО (Jumo-004) для выпускавшегося серийно с 1944 г. истребителя Мессершмитт Ме-262. В США, где работы по ГТД начались несколько позже, чем в других странах, первые ТРД были лицензионными, в основном английскими. В последующие годы в США такими известными фирмами, как Пратт-Уитни, Дженерал Электрик и др., стали создаваться весьма совершенные по конструкции ГТД различных типов.

В разработке и создании авиационных двигателей весьма важную роль играли и играют коллективы научных работников, сосредоточенные в высших учебных заведениях страны. Академия им. проф. Н.Е. Жуковского до 1930 г. была единственным авиационным ВУЗом страны. Она также явилась первым ВУЗом, в котором на заре развития реактивной авиации (еще в 1944 г.) была создана кафедра теории лопаточных машин и реактивных двигателей. Первым начальником этой кафедры был проф. Б.С. Степкин, который до этого руководил в Академии моторным циклом (с 1920 г.), а затем (с 1932 г.) кафедрой авиационных (в то время поршневых) двигателей. Заведование кафедрой в ВВИА Борис Сергеевич постоянно сочетал с руководящей работой в авиационной промышленности. Он был одним из организаторов ЦАГИ, начальником его винтомоторного отдела, в 1930 г. стал первым начальником ЦИАМ, с 1935 по 1937 г. был заместителем начальника ЦИАМ по научной работе, а с 1943 по 1953 г. – заместителем главного конструктора «Завода №300». Вто-

рым ВУЗом, где появилась кафедра теории ВРД, стал Московский авиационный институт. Ее руководителем был проф. Н.В. Иноземцев. На кафедрах этих ВУЗов, которые были тесно связаны с промышленностью и ЦИАМ, образовались научные коллективы, оказавшие значительное воздействие на формирование облика силовых установок бурно развивающейся реактивной авиации. Затем возникли специализированные кафедры по теории ВРД в Казани, Уфе, Куйбышеве, Киеве, Харькове, Рыбинске – в основном в городах, где имеются крупные моторостроительные предприятия.

Роль двигателей в развитии авиации очень велика. Все наиболее важные достижения в области авиации в той или иной степени связаны с модернизацией существующих или созданием новых двигателей. В подтверждение этого можно привести следующие примеры из истории развития авиации в России.

• *В послевоенные годы на смену поршневым пришли реактивные двигатели*, которые полностью изменили лицо всей авиации. Более благоприятное протекание характеристик этих двигателей по скорости полета и меньшая удельная масса позволили значительно увеличить скорость, дальность и высоту полета военных самолетов, создать гражданские самолеты большой пассажиро- и грузовместимости. *Первым в мире многоместным реактивным лайнером стал самолет Ту-104* (1952 г.) с двигателями АМ-3, самыми мощными двигателями для того времени. Эти двигатели были созданы в ОКБ-300, руководимым А.А. Микулиным, при участии Б.С. Стекчина. Вскоре благодаря появлению двигателя РД-9Б с рекордно высокой лобовой тягой, созданного тем же ОКБ и установленного на самолетах МиГ-19, *был преодолен в горизонтальном полете «звуковой барьер», чем открылась возможность создания сверхзвуковой авиации.*

• Второй яркий пример – *создание самолетов вертикального взлета и посадки (СВВП)*. Это стало возможным только благодаря новым достижениям в области авиадвигателестроения, позволившим за счет высоких параметров рабочего процесса, новых материалов и технологий получить еще большее снижение удельной массы двигателей и обеспечить высокую надежность их работы. Взлет и посадка таких самолетов осуществляется без использования аэродинамических сил только за счет энергетики самой СУ. Чтобы получить тягу двигателей, превышающую вес самолета, нужно иметь очень мощные, лег-

кие и компактные двигатели. Такие двигатели были созданы в СССР в 60-е годы. Ими явились подъемно-маршевые двигатели с поворотом вектора тяги Р-27В-300 С.К. Туманского и сверхлегкие подъемные двигатели РД-38 конструкции П.А. Колесова. Они использованы в составной СУ боевых СВВП Як-38 А.С. Яковлева (1967 г.).

• Появление *трансконтинентальных широкофюзеляжных лайнеров большой пассажировместимости* (на 350...500 мест) в 1970-е годы стало возможным только за счет создания двигателей нового поколения – турбореактивных двухконтурных двигателей (ТРДД) с высокими степенями двухконтурности, с тягой в одном агрегате до 20...25 тс, с малой удельной массой и низкими удельными расходами топлива. К их числу относятся двигатели Д-18Т для самолетов Ан-124 «Руслан», ПС-90А2 для самолетов Ил-96-300 и др.

• Следующим важным шагом в развитии дальних магистральных и оперативно-стратегических военно-транспортных самолетов *явилось повышение их топливной эффективности*, которую оценивают по величине затрат топлива на транспортировку груза заданной массы на требуемое расстояние. Эта задача, направленная на снижение стоимости авиаперевозок, была решена в основном за счет создания новых более экономичных двигателей. Такими двигателями для России и стран СНГ являются: *винтовентиляторный двигатель Д-27*, разработанный специалистами России и Украины в ЗКМБ «Прогресс» и НПП «Аэросила», предназначенный для военно-транспортного самолета Ан-70, а также *двуухконтурный двигатель со сверхвысокой степенью двухконтурности НК-93*, созданный в СНТК им. Н.Д. Кузнецова, предназначенный для самолетов большой пассажиро- и грузо-местимости Ил-96-500, Ил-106 и др. По экономичности эти двигатели значительно превосходят существующие ТРДД. За счет их применения ожидается снижение стоимости авиаперевозок на 20-30%.

• Новым качественным этапом в расширении возможностей потребительной авиации явилось *включение вектора тяги авиадвигателя в систему управления самолетом*. Это обеспечивает самолету свойство *сверхманевренности*, которое заключается не только в существенном расширении возможности боевого маневрирования (с углами атаки 0...90⁰), но и в радикальном повышении *безопасности пилотирования* – вследствие исключения режимов «сваливания» в штопор на закритических углах атаки и минимальных скоростях полета. Работы в

этом направлении были увенчаны созданием уникального, не имеющего аналогов в мире, самолета Су-37 за счет установки на нем двигателей АЛ-31ФП, разработанных в «НТЦ им. А. Льютиков» и оборудованных системой управления вектором тяги (УВТ). Двигатель АЛ-31ФП обеспечивает самолету при прямом боевом взаимодействии превосходство за счет новых «нестандартных» фигур высшего пилотажа («колокол», «кобра» и др.), включая режимы «обращенного» полета (с углами атаки до 180°). При этом двигатель сохраняет газодинамическую устойчивость и надежность работы в экстремальных условиях по уровню неравномерностей и пульсаций давления на входе, даже в условиях помпажа входного устройства, а также в условиях штопора. Дополнительно система УВТ сокращает длину разбега самолета при взлете.

- В настоящее время перед военной авиацией встала новая сложная проблема – создание боевых самолетов-истребителей 5-го поколения, у которых возникла **необходимость обеспечения крейсерских сверхзвуковых скоростей полета с $M_{кр} = 1,7...2,0$** . Для осуществления длительного сверхзвукового полета с такими скоростями, когда качество самолета мало, требуется для получения необходимой дальности полета L , которая пропорциональна коэффициенту дальности $\frac{KM_H}{C_{уд}}$, либо существенно увеличивать качество планера – K , либо

снижать удельный расход топлива двигателя – $C_{уд}$. Как показали исследования, наиболее реальный путь для решения поставленной задачи – снижение на сверхзвуковых скоростях полета $C_{уд}$ двигателей. Одновременно сохраняются требования дальнейшего снижения массы двигателя и расширения свойств многорежимности. Поставленные цели достигнуты на вновь разработанном под руководством В.М. Чепкина двигателе АЛ-41Ф1-А, предназначенному для нового многофункционального истребителя «МиГ» и для модернизации самолетов ОКБ «Сухого». Будучи полностью взаимозаменяемым с двигателем АЛ-31Ф этот двигатель превосходит своего предшественника по величине развивающей тяги, а также имеет меньшее число ступеней компрессора при более высоких значениях степени повышения давления воздуха в компрессоре и температуры газа перед турбиной. Более высокие удельные тяги и меньшая удельная масса двигателя обеспечивают самолету сверхзвук-

ковой крейсерский полет без включения форсажа, а поэтому с существенно более низкими удельными расходами топлива. *Многорежимность и адаптация к условиям полета* достигаются за счет развитого управления элементами проточной части, а *сверхманевренность* – всеракурсным управлением вектором тяги.

Из этого краткого обзора можно заключить, что авиационные двигатели играли и играют определяющую роль на всех этапах развития авиации в течение всей ее столетней истории.

Основные типы авиационных ГТД и особенности их рабочего процесса. Для современной авиации характерно применение большого числа различных типов двигателей. Это объясняется разнообразием типов самих ЛА и специфическими требованиями, предъявляемыми каждым типом ЛА к его силовой установке. Но имеются и общие требования.

Эти требования предельно четко сформулированы Генеральным конструктором авиационных двигателей П.А. Соловьевым. Он считает, что «новый двигатель должен создавать необходимую тягу, иметь низкий удельный расход топлива, минимальную материалоемкость (низкую удельную массу), низкую трудоемкость при производстве и эксплуатации, высокую надежность в работе. Двигатель должен обеспечивать автоматизированный контроль за его техническим состоянием в процессе эксплуатации, удовлетворять требованиям по уровню шума и выбросу вредных веществ (эмиссии). Диагностика технического состояния двигателя должна надежно обеспечивать прогнозирование технического состояния двигателя и поиск неисправностей».

Различают авиационные двигатели прямой и непрямой реакции. ВРД, у которых тепловая энергия, получаемая от сгорания топлива, полностью идет на приращение кинетической энергии всей массы воздуха, протекающего через двигатель, получили наименование **двигателей прямой реакции**. К таким двигателям относятся бескомпрессорные ВРД, а также турбореактивные двигатели всех типов. Если же тепловая энергия от сгорания топлива только частично преобразуется в приращение кинетической энергии газового потока, проходящего через двигатель, а основная ее доля используется для получения механической работы на валу, то такие двигатели называются **двигателями непрямой реакции**. Схемы основных типов применяемых в авиации двигателей представлены на рис.1. На нем показаны ГТД прямой реакции (ТРД, ТРДФ, ТРДД, ТРДДсм и ТРДДФсм), ГТД непрямой реакции

(ТВад, ТВд, ТВВд) и бескомпрессорные ВРД (СПВРД, ГПВРД). Рассмотрим особенности рабочего процесса этих двигателей.

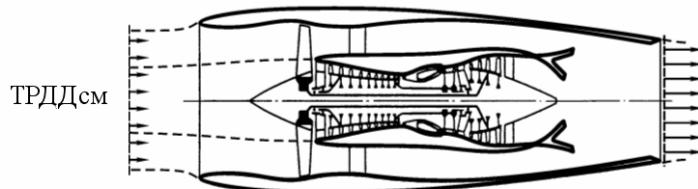
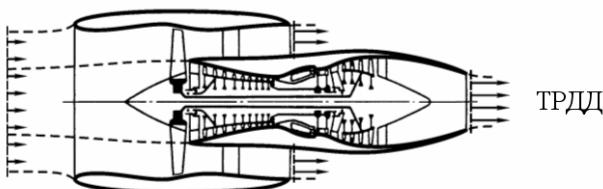
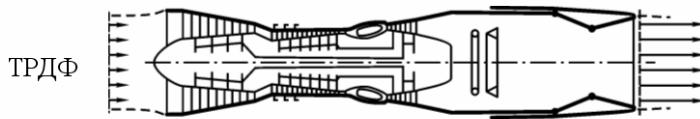
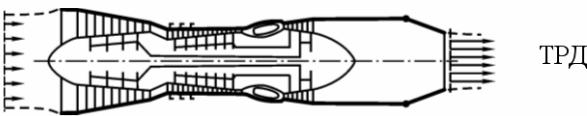
Турбореактивные двигатели (ТРД) состоят из входного устройства (ВУ), компрессора, камеры сгорания, турбины и реактивного сопла. Воздух в полете получает предварительное сжатие во входном устройстве (от скоростного напора), а затем сжимается в компрессоре. За счет повышения давления в процессе сжатия обеспечиваются благоприятные условия для сгорания топлива и эффективного использования теплоты. В существующих ВРД используется термодинамический цикл Брайтона. У них процесс сгорания топлива осуществляется при постоянном (практически – слегка снижающемся) давлении, а допустимая температура газа перед турбиной устанавливается в соответствии с жаропрочностью используемых материалов и эффективностью охлаждения. Сжатый и нагретый газ из камеры сгорания поступает в турбину, где часть его энергии переходит в механическую работу. Эта работа в ТРД расходуется только на вращение компрессора и малая часть – на привод агрегатов. Поэтому за турбиной газовый поток обладает высокими давлением и температурой. Эта энергия газа преобразуется в реактивном сопле в кинетическую энергию направленного движения газа, чем достигается ускорение газового потока при его прохождении через двигатель и создание тяги.

Главным функциональным модулем ТРД (как и ряда ГТД других типов) является его **турбокомпрессор**, состоящий из компрессора, камеры сгорания и турбины. Этую совокупность элементов принято называть **газогенератором (ГГ)**. ГГ могут быть двухвальными, как показано на рис.1. Назначение ГГ состоит в повышении давления и температуры проходящего через него газового потока и в получении за счет этого в ТРД скорости истечения на выходе из реактивного сопла большей, чем скорость полета. Для этого нужно иметь высокие степени повышения давления в компрессоре (π_k^*) и температуры газа перед турбиной (T_g^*). Поэтому **повышение T_g^* и π_k^* является генеральным направлением совершенствования рабочего процесса ГТД всех типов.**

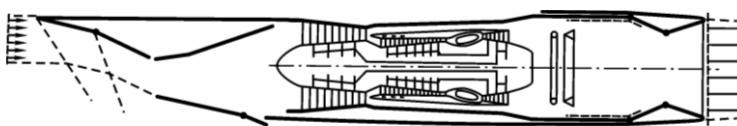
Турбореактивный двигатель с форсажной камерой (ТРДФ) отличается от ТРД наличием между турбиной и реактивным соплом фор-

ТИПЫ ПРИМЕНЯЕМЫХ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

ГАЗОТУРБИННЫЕ ДВИГАТЕЛИ ПРЯМОЙ РЕАКЦИИ

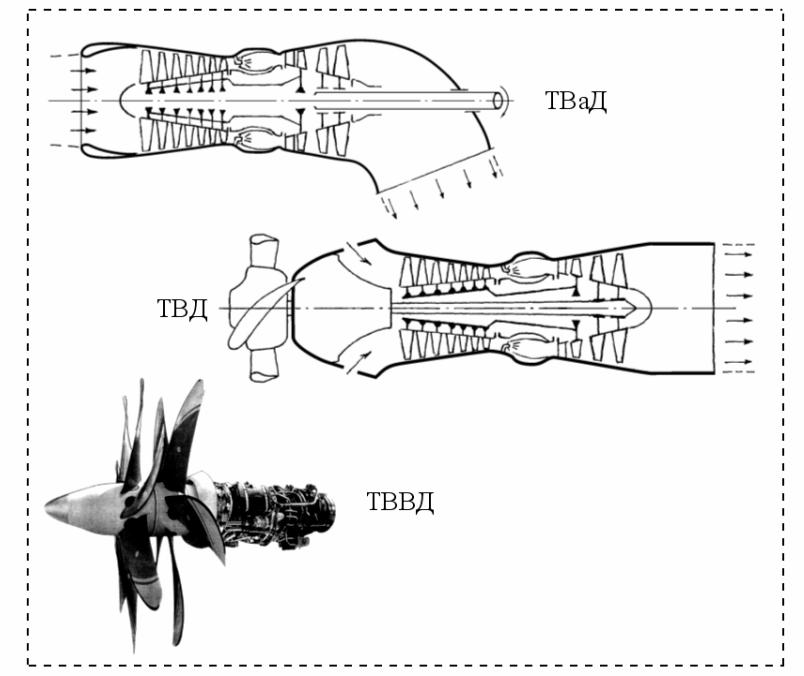


ТРДДФсм



ТИПЫ ПРИМЕНЯЕМЫХ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

ГАЗОТУРБИННЫЕ ДВИГАТЕЛИ НЕПРЯМОЙ РЕАКЦИИ



БЕСКОМПРЕССОРНЫЕ ВРД

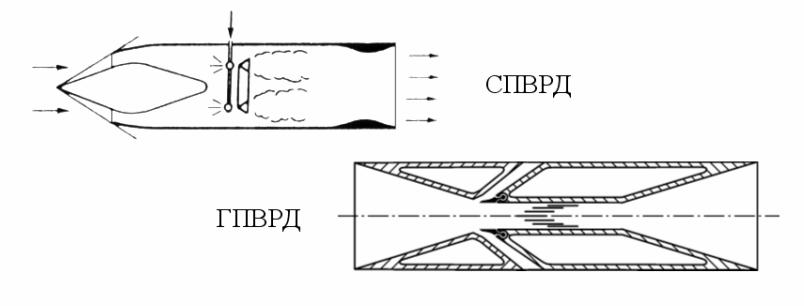


Рис.1. Типы применяемых авиационных двигателей

сажной камеры сгорания (ФКС), обеспечивающей дополнительное увеличение температуры газа перед соплом и повышение скорости истечения. При дозвуковых скоростях полета включение форсажа увеличивает тягу, но ухудшает экономичность двигателя. При достаточно больших сверхзвуковых скоростях полета использование теплоты в цикле ТРДФ улучшается (вследствие значительного повышения давления в сверхзвуковом ВУ и соответственно в ФКС) и экономичность ТРДФ на форсированных режимах улучшается.

Двухконтурные турбореактивные двигатели (ТРДД) отличаются тем, что у них воздух разделен на два потока: внутренний, проходящий через вентилятор и ГГ, и наружный, проходящий только через вентилятор, приводимый во вращение турбиной, расположенной во внутреннем контуре. Истечение реактивных струй происходит через два раздельных сопла, либо газовые потоки за турбиной соединяются, смешиваются и вытекают в атмосферу через одно общее сопло. Отличительными особенностями ТРДД по сравнению с ТРД являются меньшие скорости истечения. Это приводит к улучшению экономичности таких двигателей по сравнению с ТРД при дозвуковых скоростях полета. Лучшая экономичность ТРДД по сравнению с ТРД обусловила их широкое применение для дозвуковых самолетов, где они быстро заменили ТРД. В результате этого производство ТРД практически прекратилось.

ТРДД с форсажной камерой сгорания, устанавливаемой перед соплом после смешения потоков (ТРДДФсм), обладают по сравнению с ТРДФ лучшей экономичностью при дозвуковых скоростях полета (при выключенном ФКС) и обеспечивают почти одинаковые с ТРДФ тягу и экономичность при сверхзвуковых скоростях полета (с включенной ФКС). Это послужило причиной их широкого применения на многорежимных сверхзвуковых самолетах военной авиации.

Турбовинтовые (ТВД) и турбовальные (ТВаД) двигатели имеют рабочий процесс, схожий с рабочим процессом ТРД, и отличаются тем, что у них расширение газа в ступенях турбины происходит до давления, близкого к атмосферному, поэтому суммарная мощность их турбин превышает потребную мощность для привода компрессора и весь избыток мощности передается на вал двигателя и используется для вращения воздушного винта самолета или несущего и рулевого винтов вертолета. Согласование частот вращения выходного вала двигателя и

винта требует применения редуктора. ТВД, сыграв существенную роль в развитии авиации, из-за ряда недостатков и в первую очередь вследствие малых скоростей полета ($V_{\max} \leq 700 \dots 800$ км/ч), обусловленных резким снижением КПД воздушного винта при более высоких V , значительного уровня шума и вибраций, оказались в настоящее время (как и ТРД) вытеснены на пассажирских и военно-транспортных самолетах двухконтурными двигателями. Кроме того, появился новый тип двигателей, являющийся альтернативой ТВД, – это **турбовинтовентиляторные двигатели (ТВВД)**, которые, имея более совершенные ГГ (с учетом опыта создания ТРДД), отличаются применением взамен воздушных винтов – **винтовентиляторов**, обеспечивающих высокие КПД до чисел M полета, порядка 0,8. Это и решило проблему повышения скоростей полета винтомоторных самолетов.

Сверхзвуковые прямоточные ВРД (СПВРД) становятся выгодными при очень больших крейсерских скоростях полета, превышающих $M_H = 3,5 \dots 4,0$. Они отличаются простотой конструкции и малой удельной массой, но требуют специальных разгонных устройств, так как при взлете и малых скоростях полета не обеспечивают требуемой тяги и приемлемой экономичности из-за малой степени повышения давления воздуха только от скоростного напора. **Гиперзвуковые прямоточные ВРД (ГПВРД)** могут получить применение в составе СУ для воздушно-космических ЛА, обеспечивающая полет в диапазоне M_H от 6...7 до 12...14.

Важное значение в процессе совершенствования ВРД имеет применение новых высококалорийных топлив. Изучаются возможности использования сжиженного природного газа, а в более отдаленной перспективе – жидкого водорода. Эти топлива, помимо высокой теплоты сгорания, обладают повышенным хладоресурсом и имеют лучшие экологические показатели по сравнению с авиационными керосинами.

Основным направлением развития и совершенствования авиационных двигателей является улучшение их удельных параметров. При этом первостепенное значение придается снижению удельной массы, повышению удельной и лобовой тяги и уменьшению удельных расходов топлива, поскольку этим, в конечном счете,

обеспечивается уменьшение размеров, массы и потребного расхода топлива СУ.

В историческом плане создания и развития ГТД *авиационные двигатели принято разделять на поколения*. Каждое новое поколение отличается от предыдущего улучшением удельных параметров. Это достигается за счет повышения параметров рабочего процесса, увеличения КПД элементов, применения новых материалов и технологий. Характерным признаком каждого поколения двигателей считаются достигнутые величины параметров T_{Γ}^* и π_k^* . В настоящее время осуществляется переход от 4-го к 5-му поколению. 6-е поколение – перспектива ближайших лет. Характерным является то, что улучшение удельных параметров двигателей от поколения к поколению достигается ценой их значительного усложнения и удорожания, а также увеличиваются сроки их создания (см. табл.1 в заключении данного учебника, часть 2).

Место и роль дисциплины «Теория авиационных двигателей» в подготовке инженеров для ВВС очень велики. Исключительная сложность и высокая стоимость современных авиационных двигателей, большие механические, газодинамические и тепловые нагрузки и, как следствие, малый ресурс работы повышают ответственность инженерно-авиационной службы за соблюдение правил их эксплуатации. Нарушение этих правил приводит к отказам, вызывающим летные происшествия, или к необходимости досрочного съема двигателей, наносящим огромный материальный ущерб и снижающим боеготовность войсковых частей ВВС.

Основными отказами, приводящими к летным происшествиям, являются разрушение рабочих лопаток высокотемпературных газовых турбин, прогары сопловых аппаратов и камер сгорания, разрушение лопаток компрессора или их повреждение вследствие попадания на вход в двигатель посторонних предметов, выход из строя средств автоматики. И хотя причины возникновения этих отказов и способы их предотвращения рассматриваются в ряде учебных дисциплин, базой для их изучения является теория авиационных двигателей.

При эксплуатации двигателей, в особенности в условиях боевого применения ЛА, в некоторых случаях может возникать потеря

устойчивости рабочего процесса, приводящая к перегреву или выключению двигателя. Это также создает предпосылки к серьезным летным происшествиям.

Отказы на двигателях чрезвычайно опасны, и хотя в общей сумме отказов по авиационной технике процент отказов по двигателям невелик, *летные происшествия из-за отказов по двигателю составляют более половины всех летных происшествий.*

Инженер-эксплуатационник должен знать, каким нагрузкам подвергаются узлы и детали двигателя на различных режимах работы, следить за правильным использованием режимов двигателя при наземных проверках и особенно в условиях полета при обучении летчиков в целях экономии ресурса двигателя и расхода топлива. Важное значение имеет умение правильно оценивать техническое состояние двигателя по контролируемым параметрам и средствам диагностики, чему в значительной степени помогает глубокое понимание физических процессов в условиях нормальной работы двигателя и при возникновении отказов и неисправностей. Вопросам эксплуатационной оценки технического состояния двигателей по газодинамическим параметрам и по показателям устойчивости процесса в теории авиационных двигателей уделяется первостепенное внимание, и эти знания являются базовыми для других эксплуатационных дисциплин.

Изучению теории авиационных двигателей должно предшествовать изучение ряда дисциплин: физики, химии, технической термодинамики и теплопередачи, аэродинамики и газовой динамики и др.

Г л а в а 1

ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ ГАЗА В ДВИГАТЕЛЯХ И ИХ ЭЛЕМЕНТАХ

Характер течения газа в различных элементах двигателя весьма сложен. Так, при течении воздуха и газа через вращающиеся и неподвижные лопаточные венцы компрессоров и турбин поток получает значительную закрутку вокруг оси этих элементов, что вызывает изменение его параметров в поперечных сечениях вдоль радиуса за счет центробежных сил. Наличие вязкости приводит к появлению на обтекаемых поверхностях элементов двигателя пограничного слоя, вызывающего дополнительное изменение параметров газа вблизи этих поверхностей. Кроме того, во многих случаях движение воздуха и газа в двигателях происходит с такими значениями чисел Маха, когда существенно проявляется их сжимаемость.

Так как рабочие колеса компрессоров и турбин имеют конечное число лопаток, то параметры газа в любой точке проточной части двигателя при вращении роторов периодически изменяются во времени. Поэтому течение газа в элементах двигателя даже на установившихся режимах его работы является нестационарным.

Таким образом, в общем случае течение газа в элементах двигателя является трехмерным, нестационарным течением вязкого сжимаемого газа. Оно описывается уравнениями Навье-Стокса, решение которых даже с упрощающими предположениями (уравнений Рейнольдса) требуют использования мощных ЭВМ.

Поэтому в теории авиационных двигателей для инженерных расчетов широко используются уравнения движения газа, связывающие параметры газового потока в различных сечениях проточной части двигателя, полученные в курсах термодинамики при ряде упрощающих допущений. Так, обычно течение считается одномерным и установившимся, а в некоторых случаях пренебрегают влиянием сил вязкости газа. Кроме того, при анализе этих уравнений используются зависимости, полученные в термодинами-

ке для идеального газа, так как при тех значениях параметров реального газа, которые характерны для течений в двигателях, его свойства весьма близки к свойствам идеального газа.

Таким образом, основными допущениями при выводе упрощенных уравнений движения газа являются следующие:

1. Поток газа считается *стационарным* (установившимся), т. е. его параметры в любой точке проточной части двигателя (на установившихся режимах работы двигателя) принимаются неизменными во времени. Таким образом, наличием пульсаций потока, вызванных конечным числом лопаток и другими причинами, пренебрегают.

Это допущение не приводит к заметным погрешностям в расчетах, так как указанные пульсации потока в двигателях обычно имеют большую частоту и малую амплитуду.

2. Параметры газа во всех точках каждого поперечного сечения двигателя в большинстве случаев считаются одинаковыми и равными их средним значениям в этом сечении. Такое течение называют *одномерным*.

3. Процессы, происходящие с газами, рассматриваются как *равновесные*.

4. *Массовыми силами* (в частности силой тяжести) при анализе движения газа *пренебрегают*.

В некоторых случаях на неустановившихся режимах работы двигателя может происходить весьма быстрое изменение параметров газового потока во времени. Тогда нестационарность течения должна специально учитываться в соответствующих уравнениях движения газа.

1.1. УРАВНЕНИЕ НЕРАЗРЫВНОСТИ

Для вывода уравнения неразрывности рассмотрим элементарную струйку тока, поперечные размеры которой настолько малы, что при стационарном течении в каждом ее сечении, перпендикулярном вектору скорости, можно считать одинаковыми скорость и плотность газа (рис. 1.1).

В установившемся течении расход газа

$$G = c \rho F \quad (1.1)$$

через сечения 1–1 и 2–2 рассматриваемой струйки тока одинаков,

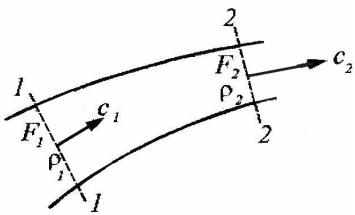


Рис.1.1. К составлению
уравнения неразрывности

т.е. $G_1 = G_2$, так как, если предположить, что он различный, то газ будет накапливаться или убывать между этими сечениями. В таком случае течение будет неустановившимся, что противоречит принятому выше условию об установившемся движении газа. Таким образом, уравнение неразрывности можно записать в виде

$$c_1 \rho_1 F_1 = c_2 \rho_2 F_2. \quad (1.2)$$

Если рассматриваемое сечение не перпендикулярно к оси струйки, а составляет с ней угол α , то расход газа через это сечение определяется по значению скорости, нормальной к данному сечению, т.е.

$$G = c \sin \alpha \rho F. \quad (1.3)$$

В теории авиационных двигателей для инженерных расчетов широко используется формула расхода газа, определяемого через параметры заторможенного потока. Как известно из термодинамики, она имеет следующий вид:

$$G = m \frac{p^*}{\sqrt{T^*}} q(\lambda) F, \quad (1.4)$$

где $q(\lambda)$ – относительная плотность тока, а

$$m = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (1.5)$$

– размерный коэффициент, зависящий от рода газа. Единица его измерения $\left[(\text{кг}\cdot\text{К})/\text{Дж} \right]^{0,5}$. Для воздуха при $k = 1,4$ и $R = 287,05 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ $m = 0,0404$, а для продуктов сгорания керосина в воздухе, например при $k = 1,33$ и $R = 287,4$, $m = 0,0397$.

1.2. УРАВНЕНИЕ СОХРАНЕНИЯ ЭНЕРГИИ

Уравнение сохранения энергии газового потока представляет собой частный случай закона сохранения и превращения энергии.

Для анализа этого уравнения выделим некоторую массу газа m , заключенную в канале в некоторый момент времени τ между сечениями $1-1'$ и $2-2'$, нормальными к векторам скорости в этих сечениях (рис. 1.2). Площади сечений соответственно обозначим F_1 и F_2 . В дальнейшем для краткости будем обозначать эти сечения номерами 1 и 2. Отбросим газ, находящийся слева от сечения 1 и справа от сечения 2, и заменим его воздействие на выделенную массу газа m силами давления p_1F_1 и p_2F_2 соответственно.

Пусть за малый промежуток времени $\Delta\tau$ выделенная сечениями 1 и 2 масса газа переместится в положение между сечениями $1'$ и $2'$ и к ней извне будет подведена энергия в виде теплоты $\Delta Q_{\text{внеш}}$ и работы $\Delta L_{\text{внеш}}$. Причем подводимую к газу энергию будем считать положительной ($\Delta Q_{\text{внеш}} > 0$, $\Delta L_{\text{внеш}} > 0$), а отводимую – отрицательной ($\Delta Q_{\text{внеш}} < 0$, $\Delta L_{\text{внеш}} < 0$).

За время $\Delta\tau$ силой давления p_1F_1 в сечении 1 над выделенным объемом газа будет совершена работа $\Delta L_1 = p_1F_1\Delta S_1 = p_1F_1c_1\Delta\tau$ при его перемещении в канале. Эта работа положительна, так как она подводится к газу. В то же время в сечении 2 движущийся газ совершил работу против силы давления p_2F_2 , равную $\Delta L_2 = -p_2F_2\Delta S_2 = p_2F_2c_2\Delta\tau$. Она отводится от газа. Разность указанных работ иногда называют «работой проталкивания газа».

Пренебрегая работой силы тяжести, которая при движении газа пренебрежимо мала по сравнению с величиной других работ, можно записать, что величина суммарной работы, подведенной к рассматриваемой массе газа m за время $\Delta\tau$, будет равна

$$\Delta L = \Delta L_{\text{внеш}} + \Delta L_1 - \Delta L_2 = \Delta L_{\text{внеш}} + p_1F_1c_1\Delta\tau - p_2F_2c_2\Delta\tau.$$

Тогда в соответствии с законом сохранения энергии суммарная работа ΔL , подведенная к рассматриваемой массе газа m за время $\Delta\tau$, и сообщенная ей извне теплота $\Delta Q_{\text{внеш}}$ расходуются на изменение кинетической $\Delta(mc^2/2)$ и внутренней ΔU энергии этой массы газа, т. е.

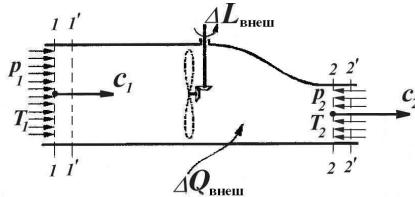


Рис. 1.2. К составлению уравнения сохранения энергии

$$\Delta L + \Delta Q_{\text{внеш}} = \Delta U + \Delta \left(\frac{mc^2}{2} \right), \quad (1.6)$$

Изменение внутренней и кинетической энергии массы газа m равно разности этих энергий в объемах $1-2$ и $1'-2'$. Так как движение газа установившееся и объем газа между сечениями $1'$ и 2 является общим, то изменение указанных энергий определяется их разностью в объемах $1-1'$ и $2-2'$. Масса газа в этих объемах одинакова, обозначим ее через Δm .

Приращение внутренней энергии массы газа m равно $\Delta U = \Delta m(u_2 - u_1)$, или для идеального газа с постоянной теплоемкостью $\Delta U = \Delta m c_v (T_2 - T_1)$, где c_v – удельная теплоемкость при постоянном объеме, а приращение кинетической энергии

$$\Delta \left(\frac{mc^2}{2} \right) = \Delta m \frac{c_2^2}{2} - \Delta m \frac{c_1^2}{2}.$$

Подставляя значения ΔL , ΔU и $\Delta(m c^2/2)$ в уравнение (1.6) и разделив каждый его член на Δm , получим

$$L_{\text{внеш}} + \frac{p_1}{\rho_1} - \frac{p_2}{\rho_2} + Q_{\text{внеш}} = c_v (T_2 - T_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2},$$

где $L_{\text{внеш}}$ – внешняя работа, а $Q_{\text{внеш}}$ – внешняя теплота, подведенные к 1 кг газа. В этом уравнении учтено, что в теории авиационных двигателей, в отличие от термодинамики, принято теплоту и работу в расчете на единицу массы участвующего в каком-либо процессе вещества (рабочего тела) обозначать не q и l , а Q и L .

Записав полученное уравнение в следующем виде:

$$L_{\text{внеш}} + Q_{\text{внеш}} = c_v T_2 + \frac{p_2}{\rho_2} - \left(c_v T_1 + \frac{p_1}{\rho_1} \right) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$

и учитывая, что $c_v T + p/\rho = c_v T + RT = c_p T = i$, где c_p – теплоемкость газа при постоянном давлении, а i – энталпия газа, получим следующий вид уравнения энергии:

$$L_{\text{внеш}} + Q_{\text{внеш}} = i_2 - i_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}, \quad (1.7)$$

или в параметрах заторможенного потока

$$i_1^* + L_{\text{внеш}} + Q_{\text{внеш}} = i_2^*. \quad (1.8)$$

Полученные уравнения, как известно из термодинамики, называются уравнениями сохранения энергии.

Для тех элементов двигателя, в которых отсутствует подвод к газу или отвод от газа энергии, уравнение сохранения энергии имеет вид

$$i_1^* = i_2^* = i^* = \text{const}. \quad (1.9)$$

Оно показывает, что при отсутствии энергообмена между внешней средой и потоком газа его полная энергия в любом сечении этого потока, равная сумме энталпии и кинетической энергии, сохраняется неизменной и равной энталпии заторможенного потока.

Как видно, в уравнения (1.7) и (1.8) в явном виде не входят члены, связанные с работой газа, затраченной на преодоление гидравлического сопротивления. Эту работу принято называть гидравлическими потерями. Гидравлическое сопротивление обусловлено наличием сопротивления трения, вихреобразования и волнового сопротивления. Трение и вихреобразование имеют одну природу и возникают из-за вязкости газа, а волновое сопротивление возникает при образовании скачков уплотнения.

Силы гидравлического сопротивления для рассматриваемой системы являются внутренними. Энергия газа в виде работы L_r , затрачиваемая на преодоление этих сил, переходит в теплоту Q_r , т.е. $L_r = Q_r$. Наличие гидравлического сопротивления приводит только к преобразованию одного вида энергии газа в другой и не отражается на общем балансе энергии. Оно уменьшает кинетическую энергию газа, но при этом на такую же величину увеличивается его энталпия. В каждом конкретном случае различными могут быть только направление внешнего воздействия (подвод или отвод энергии) и вид подводимой или отводимой энергии.

Введем принятые в теории авиационных двигателей обозначения характерных сечений проточной части двигателя на примере одноконтурного ТРД (рис. 1.3): сечение $H-H$ в невозмущенном

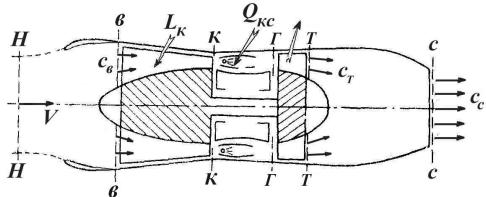


Рис. 1.3. Схема газотурбинного двигателя

потоке перед двигателем; $\sigma-\sigma$ на входе в двигатель; $K-K$ на выходе из компрессора; $\Gamma-\Gamma$ перед турбиной; $T-T$ за турбиной и $c-c$ на выходе из двигателя.

Используя эти обозначения, запишем уравнение сохранения энергии для некоторых элементов двигателя.

В компрессоре к воздуху подводится работа $L_{\text{внеш}} = L_K$. Кроме того, можно считать, что отвод теплоты в нем через стенки, ограничивающие поток воздуха, пренебрежимо мал, т.е. $Q_{\text{внеш}} = 0$. Тогда уравнение сохранения энергии для компрессора будет иметь вид

$$i_B^* + L_K = i_K^* \quad \text{или} \quad L_K = i_K^* - i_B^* = c_p (T_K^* - T_B^*),$$

т.е. подведенная в компрессоре к воздуху работа приводит к повышению его полной температуры.

В камере сгорания $L_{\text{внеш}} = 0$, а $Q_{\text{внеш}} = Q_{K.c.}$ Тогда, пренебрегая различием в составе и массовом расходе входящего в нее воздуха и выходящих из нее продуктов сгорания, можно записать

$$i_K^* + Q_{K.c.} = i_T^* \quad \text{или} \quad Q_{K.c.} = i_T^* - i_K^* = c_p (T_T^* - T_K^*).$$

Таким образом, в результате подвода к воздуху теплоты в камере сгорания полная температура образовавшихся продуктов сгорания выше, чем входящего в нее воздуха.

В турбине, как и в компрессоре, можно считать, что $Q_{\text{внеш}} = 0$. Кроме того, так как газ, расширяясь в турбине, создает крутящий момент на ее валу, который используется для привода во вращение ротора компрессора и других агрегатов двигателя и самолета, то для турбины $L_{\text{внеш}} = -L_T$. Тогда уравнение сохранения энергии для турбины имеет вид

$$i_T^* + (-L_T) = i_T^* \quad \text{или} \quad L_T = i_T^* - i_T^* = c_p (T_T^* - T_T^*),$$

т.е. в турбине вследствие совершения газом работы его полная температура уменьшается.

Во входном устройстве и в сопле $Q_{\text{внеш}} = 0$ и $L_{\text{внеш}} = 0$.

Следовательно, для входного устройства из (1.9) получим $i_B^* = i_H^*$ или $T_B^* = T_H^*$, а для сопла $i_c^* = i_T^*$ или $T_c^* = T_T^*$.

Таким образом, как в канале входного устройства, так и в канале сопла полная температура потока не меняется.

1.3. УРАВНЕНИЕ ПЕРВОГО ЗАКОНА ТЕРМОДИНАМИКИ

В соответствии с первым законом термодинамики, теплота, подведенная к рассматриваемому объему газа, идет на повышение его внутренней энергии и на совершение работы против сил давления в связи с изменением объема газа, т. е.

$$dQ = du + dL = c_v dT + p dv. \quad (1.10)$$

Это уравнение записано для газа, движущегося в канале. Элементарная теплота dQ представляет собой сумму теплоты, подведенной к газу извне $dQ_{\text{внеш}}$, и теплоты, выделившейся за счет трения dQ_r . Частный случай этого уравнения – уравнение для покоящегося газа, для которого $dQ_r = 0$.

Используя выражение для энталпии, уравнению (1.10) можно придать следующий вид:

$$dQ_{\text{внеш}} + dQ_r = di - \frac{dp}{\rho} = di - vdp. \quad (1.11)$$

Для представления уравнения первого закона термодинамики в интегральной форме выделим в потоке элементарный объем газа, который в начальный момент времени находился в сечении 1–1, а в течение конечного промежутка времени переместился в сечение 2–2 (рис. 1.4, а). В процессе движения этот объем газа деформируется, т. е. находится в термодинамическом процессе изменения его состояния. Это может быть, например, процесс сжатия 1–2 (рис. 1.4, б) или расширения. Интегрируя уравнение (1.11) от начального сечения 1–1 до конечного сечения 2–2 и считая течение одномерным, получим

$$Q_{\text{внеш}} + Q_r = i_2 - i_1 - \int_1^2 \frac{dp}{\rho}.$$

Выше отмечалось, что теплота трения Q_r эквивалентна работе сил трения L_r , т.е. $Q_r = L_r$, тогда

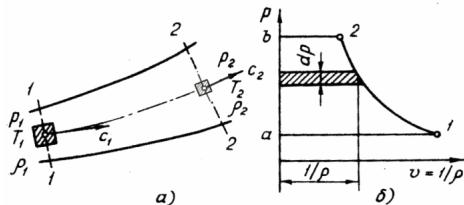


Рис. 1.4. К составлению уравнения первого закона термодинамики

$$Q_{\text{внеш}} + L_r = i_2 - i_1 - \int_1^2 \frac{dp}{\rho}. \quad (1.12)$$

Это уравнение и является уравнением первого закона термодинамики, представленным в интегральной форме.

Как известно из термодинамики, величина интеграла $\int_1^2 \frac{dp}{\rho}$ представляет собой работу, затраченную на повышение давления движущегося газа, величина которой в системе p, v – координат эквивалентна площади $a12b$ слева от кривой процесса 1–2 (см. рис. 1.4, б). Если аппроксимировать процесс изменения состояния газа уравнением политропы $pv^n = \text{const}$, то

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{n}{n-1} R (T_2 - T_1) = L_{\text{пп}}, \quad (1.13)$$

где n – показатель политропы, а $L_{\text{пп}}$ называется политропной работой сжатия газа.

В случае, если $Q_{\text{внеш}} = 0$ и $Q_r = 0$, процесс изменения состояния газа является адиабатным. Тогда $n = k$, где k – показатель адиабаты, а величина

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{k}{k-1} R (T_{2\text{ад}} - T_1) = L_{\text{ад}}$$

(где $T_{2\text{ад}}$ – температура в конце адиабатного процесса изменения состояния газа) называется адиабатной работой сжатия газа.

Учитывая, что для идеального газа $i = c_p T = \frac{k}{k-1} RT$, из уравнений (1.12) и (1.13) получим

$$Q_{\text{внеш}} + L_r = \left(\frac{k}{k-1} - \frac{n}{n-1} \right) R (T_2 - T_1). \quad (1.14)$$

Уравнение первого закона термодинамики в этом виде удобно использовать для определения работы сил трения (гидравлических потерь) по известному значению показателя политропы n , который легко определяется, если известны параметры состояния газа в начале и в конце рассматриваемого процесса.

1.4. ОБОБЩЕННОЕ УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ

Вычитая из уравнения сохранения энергии в форме (1.7) уравнение первого закона термодинамики в форме (1.12), получим

$$L_{\text{внеш}} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + L_r = L_{\text{п}} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + L_r. \quad (1.15)$$

Данное уравнение называется *обобщенным уравнением Бернулли*. Согласно этому уравнению внешняя работа, подведенная к газу в процессе его движения между сечениями 1–1 и 2–2 (рис. 1.5), затрачивается на совершение политропной работы сжатия газа, изменение его кинетической энергии и на совершение работы против сил гидравлического сопротивления.

Как видно, в уравнение (1.15) входят только механические величины, поэтому обобщенное уравнение Бернулли можно рассматривать как уравнение баланса механических работ.

Отметим, что из трех рассмотренных выше уравнений (уравнения сохранения энергии, первого закона термодинамики и обобщенного уравнения Бернулли) только два являются независимыми. Чаще всего в качестве независимых уравнений используют уравнение сохранения энергии и обобщенное уравнение Бернулли.

Хотя в обобщенное уравнение Бернулли не входит в явном виде внешняя теплота, оно одинаково справедливо как для процессов с подводом (или отводом) внешней теплоты, так и для процессов без теплообмена. Интенсивность и направление подвода внешней теплоты косвенно сказываются только на численных значениях отдельных членов, входящих в уравнение (1.15), т. к. теплообмен влияет на термодинамический процесс изменения состояния газа. Это приводит к изменению политропной работы сжатия, что вызывает изменение плотностей и скоростей движения газа и, следовательно, работы сил трения.

Уравнение (1.15) справедливо для течения реального газа в любом элементе двигателя. Различие заключа-

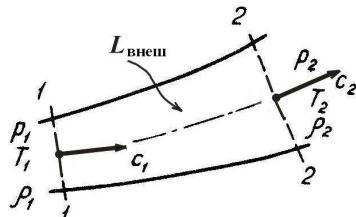


Рис. 1.5. К составлению обобщенного уравнения Бернулли

ется лишь только в знаках подводимой внешней работы и политропной работы сжатия.

В качестве примера рассмотрим применение обобщенного уравнения Бернулли для процессов, протекающих в некоторых элементах газотурбинных двигателей.

Для компрессора (рис. 1.6) $L_{\text{внеш}} = L_k$, поэтому из (1.15) получим

$$L_{\text{п.к}} + L_k = L_{\text{п.к}} + \frac{c_k^2 - c_b^2}{2} + L_{r\text{ к}}, \quad (1.16)$$

где

$$L_{\text{п.к}} = \int_{b}^{k} \frac{dp}{\rho} = \frac{n}{n-1} R (T_k - T_b) = \frac{n}{n-1} RT_b \left[\left(\frac{p_k}{p_b} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (1.17)$$

– политропная работа сжатия воздуха в компрессоре. В p, v – координатах она эквивалентна заштрихованной площади левее линии процесса сжатия $b-k$ (рис. 1.6, б).

Таким образом, *внешняя работа L_k , подведенная к воздуху в компрессоре, затрачивается на совершение политропной работы сжатия воздуха, увеличение его кинетической энергии и на совершение работы против сил гидравлического сопротивления.*

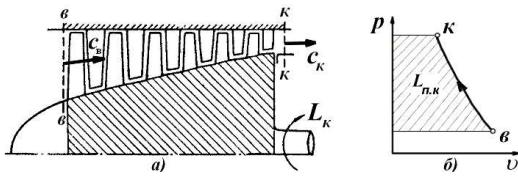


Рис. 1.6. Схема компрессора

Если предположить, что в компрессоре отсутствует теплообмен между воздухом и внешней средой ($Q_{\text{внеш}} = 0$) и гидравлические потери ($L_{r\text{ к}} = 0$), то процесс изменения состояния воздуха в компрессоре будет адиабатным. Это следует и из уравнения (1.14), в соответствии с которым при указанных предположениях получим $n = k$. Тогда при $c_b = c_k$ согласно уравнению (1.16) имеем $L_k = L_{\text{ад.к}}$, где

$$L_{\text{ад.к}} = \frac{k}{k-1} R (T_{k\text{ад}} - T_b) = \frac{k}{k-1} RT_b \left[\left(\frac{p_k}{p_b} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (1.18)$$

Следовательно, в этом частном случае вся подводимая к воздуху работа извне расходуется на его адиабатное сжатие.

Для турбины (рис. 1.7) $L_{\text{внеш}} = -L_{\text{T}}$, поэтому из (1.15) получим

$$-L_{\text{T}} = \int_{\Gamma}^{\text{T}} \frac{dp}{\rho} + \frac{c_{\text{T}}^2 - c_{\Gamma}^2}{2} + L_{r\text{T}}.$$

Так как при расширении газа в турбине его давление падает ($dp < 0$), то интеграл в полученном уравнении имеет отрицательное значение и, следовательно, политропная работа, совершаемая газом при его расширении в турбине, равна

$$L_{\text{п.т}} = - \int_{\Gamma}^{\text{T}} \frac{dp}{\rho} = \frac{n}{n-1} R (T_{\Gamma} - T_{\text{T}}) = \frac{n}{n-1} R T_{\Gamma} \left[1 - \left(\frac{p_{\text{T}}}{p_{\Gamma}} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]. \quad (1.19)$$

В p, v – координатах она эквивалентна заштрихованной площади слева от линии процесса расширения Γ – T (рис. 1.7, б).

С учетом (1.19) уравнение Бернулли для турбины принимает вид

$$L_{\text{п.т}} = L_{\text{T}} + \frac{c_{\text{T}}^2 - c_{\Gamma}^2}{2} + L_{r\text{T}}. \quad (1.20)$$

Уравнение (1.20) показывает, что *политропная работа, совершаемая газом при его расширении в турбине, расходуется на создание механической работы на валу турбины, увеличение кинетической энергии газа и на работу против сил гидравлического сопротивления.*

Если предположить, что в турбине $Q_{\text{внеш}} = 0$ и $L_{r\text{T}} = 0$, то процесс изменения состояния газа в турбине будет адиабатным и тогда при $c_{\text{T}} = c_{\Gamma}$ из (1.20) получим $L_{\text{T}} = L_{\text{ад.т}}$, где

$$L_{\text{ад.т}} = \frac{k}{k-1} R (T_{\Gamma} - T_{\text{т.ад}}) = \frac{k}{k-1} R T_{\Gamma} \left[1 - \left(\frac{p_{\text{T}}}{p_{\Gamma}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (1.21)$$

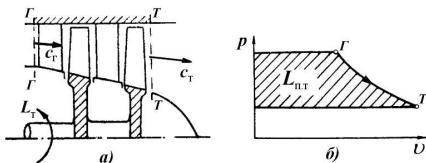


Рис. 1.7. Схема турбины

Таким образом, в этом частном случае вся работа расширения газа в турбине расходуется на создание механической работы на ее валу.

Для камеры сгорания $L_{\text{внеш}} = 0$, поэтому из (1.15) получим

$$\int_{\text{K}}^{\Gamma} \frac{dp}{\rho} + \frac{c_{\Gamma}^2 - c_{\text{K}}^2}{2} + L_{r \text{ к.с}} = 0. \quad (1.22)$$

Если рассмотреть цилиндрическую камеру сгорания (рис. 1.8),

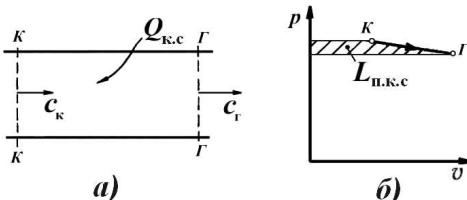


Рис. 1.8. Схема цилиндрической камеры сгорания

то в результате подвода теплоты к воздуху в ней его плотность падает, а скорость, как следует из уравнения неразрывности, возрастает, т.е. $c_{\Gamma} > c_{\text{K}}$. Кроме того, работа $L_{r \text{ к.с}}$ всегда положительна. Тогда интеграл в

уравнении (1.22) имеет отрицательное значение. Значит, течение газа в цилиндрической камере сгорания сопровождается падением давления.

С учетом сказанного уравнение (1.22) можно записать так

$$-\int_{\text{K}}^{\Gamma} \frac{dp}{\rho} = \frac{c_{\Gamma}^2 - c_{\text{K}}^2}{2} = L_{r \text{ к.с}}.$$

В p, v - координатах величина $-\int_{\text{K}}^{\Gamma} \frac{dp}{\rho}$ эквивалентна заштрихованной (на рис. 1.8, б) площади левее линии процесса расширения $K-\Gamma$.

Для диффузора (рис. 1.9) $L_{\text{внеш}} = 0$, а $c_2 < c_1$. Тогда из (1.15) следует, что

$$\frac{c_1^2 - c_2^2}{2} = \int_{1}^{2} \frac{dp}{\rho} + L_{r \text{ д}}, \quad (1.23)$$

где $\int_{1}^{2} \frac{dp}{\rho} = L_{n, \text{д}} = \frac{n}{n-1} R (T_2 - T_1)$ – политропная работа сжатия газа

в диффузоре, эквивалентная заштрихованной площади слева от про-

цесса сжатия 1–2 (рис. 1.9, б).

Таким образом, в диффузоре кинетическая энергия газа расходуется на совершение политропной работы сжатия газа и работы против сил гидравлического сопротивления.

При $Q_{\text{внеш}} = 0$ и $L_{r\text{д}} = 0$ процесс изменения состояния газа в диффузоре будет адиабатный, тогда

$$\frac{c_1^2 - c_{2\text{ад}}^2}{2} = L_{\text{ад.д}} = \frac{k}{k-1} R (T_{2\text{ад}} - T_1). \quad (1.24)$$

Таким образом, все уменьшение кинетической энергии газа в процессе его торможения в идеальном диффузоре идет на адиабатное сжатие газа.

Для сопла (рис. 1.10) $L_{\text{внеш}} = 0$, а $c_2 > c_1$ поэтому, согласно (1.15), имеем

$$-\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + L_{r\text{с}}, \quad (1.25)$$

т.е. политропная работа расширения газа в сопле

$$L_{\text{п.с.}} = -\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{n}{n-1} R (T_1 - T_2),$$

эквивалентная заштрихованной площади слева от процесса расширения 1–2 (рис. 1.10, б), расходуется на увеличение его кинетической энергии и совершение работы против сил гидравлического сопротивления.

При адиабатном расширении газа в идеальном сопле получим

$$L_{\text{ад.с.}} = \frac{c_{2\text{ад}}^2 - c_1^2}{2} = \frac{k}{k-1} R (T_1 - T_{2\text{ад}}). \quad (1.26)$$

В этом случае вся адиабатная работа расширения газа в сопле расходуется на увеличение его кинетической энергии.

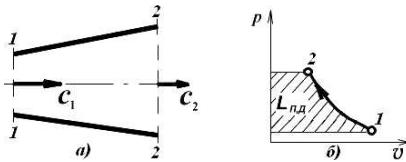


Рис. 1.9. Схема диффузора

Diagram of a nozzle (a) and its corresponding p-v diagram (b). The nozzle is a horizontal pipe with a narrower cross-section on the left. Point 1 is at the left narrow section with velocity c1, and point 2 is at the right wider section with velocity c2. The p-v diagram shows pressure p on the vertical axis and velocity v on the horizontal axis. A curve connects point 1 to point 2. The area under the curve is shaded with diagonal lines and labeled L_nd. The horizontal distance between the points is labeled delta. The curve is concave up, indicating an expansion process.

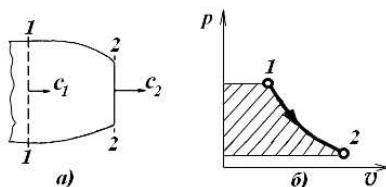


Рис. 1.10. Схема сопла

В заключение отметим, что рассмотренные выше уравнения движения газа широко используются при решении многих задач теории авиационных двигателей. При этом газ считается идеальным, т. е. подчиняющимся уравнению состояния в виде $pv=RT$. Но вязкостью и сжимаемостью не пренебрегают. Основными параметрами, характеризующими установившееся движение вязкого сжимаемого газа в каждом сечении двигателя, являются осредненные (в соответствии с принятым допущением) значения скорости c , плотности ρ , давления p и температуры T в этом сечении. Для определения этих параметров необходимо иметь четыре уравнения. Так как уравнение состояния позволяет исключить один из четырех определяемых параметров, то необходимо иметь три независимых уравнения, чтобы получить замкнутую систему уравнений относительно оставшихся трех неизвестных параметров, характеризующих движение газа. Одним из них является уравнение неразрывности. В качестве недостающих уравнений могут быть использованы любые два из трех рассмотренных энергетических уравнений: сохранения энергии, первого закона термодинамики и обобщенное уравнение Бернулли.

1.5. ТЕОРЕМЫ ЭЙЛЕРА ОБ ИЗМЕНЕНИИ КОЛИЧЕСТВА ДВИЖЕНИЯ И МОМЕНТА КОЛИЧЕСТВА ДВИЖЕНИЯ

При проектировании газотурбинных двигателей возникает необходимость определения сил взаимодействия газа с элементами двигателя, находящимися в потоке, например, при определении усилий, действующих на лопатки компрессора и турбины, силы тяги, создаваемой двигателем, и в других случаях. Рассмотрим этот вопрос, по-прежнему считая течение газа установившимся, но уже не считая его одномерным.

Вектор аэродинамической силы \vec{P} , действующей на любое тело, находящееся в потоке, например, аэродинамический профиль (рис. 1.11, *a*), можно определить, интегрируя силы давления \vec{p} и напряжения трения $\vec{\tau}$, с которыми газ действует на поверхность f этого профиля, т. е.

$$\vec{P} = \int_f (\vec{p} + \vec{\tau}) df .$$

Очевидно, что профиль воздействует на газ с силой \vec{P} , равной по величине, но противоположно направленной, т.е. $\vec{P}' = -\vec{P}$.

Однако определение силы \vec{P} интегрированием сил давления и сил напряжения трения газа в инженерной практике затруднительно из-за сложности определения распределения этих сил по поверхности обтекаемого тела при непростой форме самой поверхности. Более просто эту силу можно определить без знания \vec{p} и $\vec{\tau}$ во всех точках обтекаемой поверхности, если использовать теорему Эйлера о количестве движения газового потока. Аналитическое выражение этой теоремы получило название уравнения Эйлера. Оно позволяет в ряде случаев просто определить силу \vec{P}' , действующую на поток жидкости или газа со стороны обтекаемого тела (или тел), а затем и силу \vec{P} .

Выделим произвольной контрольной поверхностью F некоторый объем газа, окружающий обтекаемое тело, например, профиль (рис. 1.11, *б*). Выберем в этом объеме произвольную элементарную трубку тока $1-2$ (рис. 1.11, *в*) и разобьем ее на элементарные частицы с массой $dm = \rho \Delta F ds$, где ρ – плотность газа, ΔF – площадь по-перечного сечения трубки тока, s – криволинейная координата вдоль трубки тока, отсчитываемая от ее начала (сечения 1), а ds – элемент этой координаты. Массовыми силами, действующими на газ, будем пренебречь.

Согласно второму закону Ньютона для каждой такой элементарной частицы можно записать

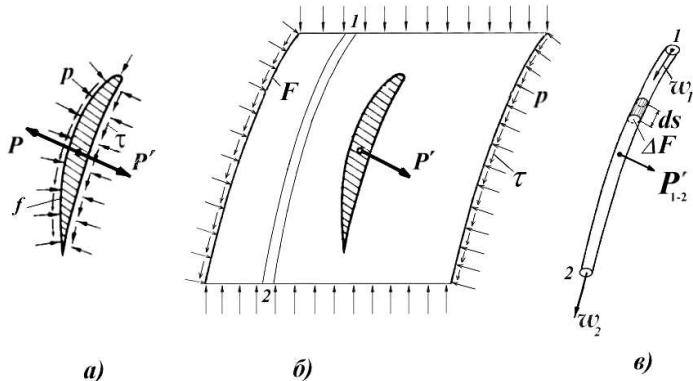


Рис. 1.11. К доказательству теоремы Эйлера

$$d\vec{P}' = \frac{d\vec{\omega}}{dt} dm, \quad (1.27)$$

где $d\vec{P}'$ – равнодействующая внешних сил, действующих на элементарную частицу газа с массой dm , $\frac{d\vec{\omega}}{dt}$ – ускорение этой частицы, а $\frac{d\vec{\omega}}{dt} dm$ – ее сила инерции.

Так как при установившемся движении скорость в каждом сечении трубы тока не зависит от времени, то полная производная скорости по времени

$$\frac{d\vec{\omega}}{dt} = \frac{\partial \vec{\omega}}{\partial s} \frac{ds}{dt} = \frac{\partial \vec{\omega}}{\partial s} \omega.$$

Подставив значение dm и $\frac{d\vec{\omega}}{dt}$ в равенство (1.27) и проинтегрировав его вдоль трубы тока, получим

$$\vec{P}'_{1-2} = \int_1^2 \omega \rho \Delta F \frac{\partial \vec{\omega}}{\partial s} ds. \quad (1.28)$$

В равенстве (1.28) $\omega \rho \Delta F = \Delta G$ – элементарный секундный расход газа через трубку тока, одинаковый для каждого ее сечений, а $\frac{\partial \vec{\omega}}{\partial s} ds = d\vec{\omega}$ – полный дифференциал вектора скорости. Тогда

$$\int_1^2 \omega \rho \Delta F \frac{\partial \vec{\omega}}{\partial s} ds = \int_1^2 \Delta G d\vec{\omega} = \Delta G (\vec{\omega}_2 - \vec{\omega}_1)$$

и после постановки в (1.28) получим

$$\vec{P}'_{1-2} = \Delta G \vec{\omega}_2 - \Delta G \vec{\omega}_1. \quad (1.29)$$

Выражение (1.29) является уравнением количества движения для элементарной трубы тока. Согласно этому уравнению *в установившемся течении газа при отсутствии массовых сил равнодействующая всех газодинамических сил (в данном случае сил давления и трения), приложенных к поверхности отрезка трубы тока 1–2, включая ее торцы, равна секундному изменению количества движения вытекающего из нее и втекающего в нее газа.*

Распространим теорему Эйлера на случай обтекания уставновившимся потоком газа какого-либо тела, например, аэродинамического профиля (см. рис. 1.11, б) или системы тел. Для этого отбросим газ, находящийся вне контрольной поверхности F , и заменим его действие на эту поверхность силами давления и трения. Кроме того, заменим силой \vec{P}' воздействие обтекаемого тела на газ, находящийся внутри контрольной поверхности.

Разобьем весь контрольный объем газа на элементарные трубы тока, запишем уравнение (1.29) для каждой из них и просуммируем эти уравнения. При суммировании уравнений (1.29) для отдельных струек тока все поверхностные силы, действующие на боковые стенки соседних струек внутри выделенного объема, взаимно компенсируются как одинаковые по величине, но противоположно направленные. Неуравновешенными при суммировании останутся силы давления и трения, действующие снаружи на массу газа, выделенную контрольной поверхностью F (обозначим их через $\sum_{(F)} \vec{P}'$), и сила \vec{P}' , действующая на газ со стороны профиля, находящегося в выделенном объеме газа.

Количества движения $\Delta G\vec{w}_1$ и $\Delta G\vec{w}_2$ каждой трубы тока суммируются по всей контрольной поверхности F . Тогда для газа, находящегося внутри контрольной поверхности F , получим

$$\sum_{(F)} \vec{P}' + \vec{P}' = \sum_{(F)} (\Delta G\vec{w}_2 - \Delta G\vec{w}_1). \quad (1.30)$$

Это уравнение является математическим выражением теоремы Эйлера, которая формулируется следующим образом: *при установившемся течении газа сумма всех газодинамических сил (сил давления и трения), действующих на выделенную произвольной контрольной поверхностью F массу газа со стороны обтекаемых тел и контрольной поверхности, равна секундному изменению количества движения газа при его течении через рассматриваемую контрольную поверхность.*

Рациональным выбором контрольной поверхности F можно обеспечить простое вычисление газодинамических сил, действующих на контрольную поверхность, и количества движения газа, втекающего в рассматриваемый объем и вытекающего из него. Тогда уравнение (1.30) дает возможность определить силу \vec{P}' действия обтекаемых тел (например, аэродинамического профиля) на га-

зовый поток и, наоборот, равную ей по величине, но противоположно направленную силу действия газа $\vec{P} = -\vec{P}'$ на обтекаемые тела.

Подчеркнем, что для определения по уравнению Эйлера силы \vec{P} , действующей на обтекаемое потоком тело (тела), необходимо знать только распределение сил давления и трения по контрольной поверхности F и не требуется знания характера процессов, происходящих внутри объема газа, выделенного контрольной поверхностью и в том числе распределения \vec{p} и \vec{t} по поверхности обтекаемых тел. Влияние формы обтекаемых тел, а также наличие подвода (отвода) теплоты или работы к рассматриваемому объему газа автоматически учитывается через распределение сил давления и трения газа по контрольной поверхности.

Для определения сил и моментов сил, возникающих при уставновившемся течении газа в элементах двигателя, используется *теорема Эйлера о моменте количества движения газового потока*. В соответствии с этой теоремой *при установившемся течении газа и при отсутствии массовых сил момент внешних сил, действующих на выделенную массу газа со стороны обтекаемых тел и контрольной поверхности, относительно произвольной оси равен разности моментов относительно той же оси окружных составляющих количеств движения секундных масс газа, вытекающих и втекающих через рассматриваемую контрольную поверхность, т.*

$$\sum_{(F)} M + \sum_{(f)} M = \sum_{(F)} (G c_{2u} r_2 - G c_{1u} r_1), \quad (1.31)$$

где $\sum_{(F)} M$ – момент внешних сил, действующих на выделенную

массу газа со стороны контрольной поверхности F ,

$\sum_{(f)} M$ – момент внешних сил, действующих на выделенную массу

газа со стороны обтекаемых тел, c_{1u} и c_{2u} – окружные составляющие скорости потока на входе в контрольную поверхность и выходе из нее соответственно, а r_1 и r_2 – радиус-векторы относительно рассматриваемой оси.

Г л а в а 2

ТЯГА, МОЩНОСТЬ И УДЕЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

2.1. ДВИГАТЕЛЬ И СИЛОВАЯ УСТАНОВКА

Следует различать понятия *двигатель* и *силовая установка*. *Двигателем* принято называть устройство, участвующее в создании тяги (или мощности), необходимой для движения летательного аппарата. Двигатель является составной частью силовой установки, той ее частью, которая изготавливается и поставляется двигателем заводом. *Авиационной силовой установкой* называют конструктивно объединенную совокупность двигателя с входным и выходным устройствами (с теми их элементами, которые изготавливаются на самолетостроительном заводе), встроенную в конструкцию планера (фюзеляжа или крыла) или скомпонованную в отдельных двигательных гондолах. Силовая установка помимо двигателя, входного и выходного устройств, включает в себя еще системы топливопитания, смазки, запуска и автоматического управления, обеспечивающие ее надежное функционирование, а также узлы крепления, необходимые для передачи усилий от двигателя к планеру. В теории авиадвигателей эти системы и узлы не рассматриваются.

Основные параметры двигателя обеспечиваются, гарантируются и контролируются двигателем заводом. Но после установки двигателя на самолет некоторые из этих параметров изменяются. Эти изменения могут быть различными при установке одного и того же двигателя на разные самолеты. Это вызвано, в основном, различием компоновок входных и выходных устройств на ЛА и связанных с ним внешних потерь в этих устройствах. Необходимо уметь оценивать их в расчетах и учитывать в условиях эксплуатации.

Для учета этих различий в первую очередь вводят понятия тяги двигателя и эффективной тяги силовой установки. Под *мягкой двигателем* P понимают тягу без учета внешних сопротивлений входных и вы-

ходных устройств и других элементов силовой установки. Рабочий процесс двигателя в этих условиях и все его характеристики рассчитываются на двигательной фирме по специальным математическим моделям, которые вместе с двигателем поставляются заказчику. В этих ММ тяга P вычисляется с учетом только внутренних потерь во входном и выходном устройствах с использованием формулы Б.С. Степкина (см. ниже), и именно эта тяга приводится во всех проспектах и описаниях двигателя.

Под *эффективной тягой силовой установки* $P_{\text{эф}}$ понимают ту часть силы тяги двигателя, которая непосредственно используется для движения самолета, т.е. идет на совершение полезной работы по преодолению лобового сопротивления и инерции летательного аппарата. Величина $P_{\text{эф}}$ равна тяге двигателя P за вычетом всех внешних сопротивлений, создаваемых самой силовой установкой.

Следует заметить, что указанное разделение на двигатель и силовую установку является условным. Двигатель, в соответствии с реализуемым в нем термодинамическим циклом, не может рассматриваться без входного и выходного устройств. Но данный подход предполагает, что реальные характеристики входных и выходных устройств (пока они еще отсутствуют, т.е. до установки двигателя на самолет) заменяются обобщенными (так называемыми «стандартными») зависимостями, учитывающими только внутренние потери в этих устройствах.

2.2. ЭФФЕКТИВНАЯ ТЯГА СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ

Эффективная тяга силовой установки по физическому смыслу является равнодействующей всех сил давления и трения, действующих на элементы проточной части со стороны газового потока, протекающего через силовую установку изнутри, и внешнего потока воздуха, обтекающего силовую установку снаружи. Задача определения эффективной тяги сводится к нахождению векторной суммы всех указанных сил. Эти силы принято разделять на внутренние (вн) и наружные (нар).

Внутренние силы представляют собой сумму сил давления и трения, действующих на рабочие поверхности силовой установки изнутри. Величина равнодействующей внутренних сил зависит от термодинамического совершенства рабочего процесса двигателя и практически не зависит от способа установки двигателя на летательном аппарате.

Наружные силы представляют собой совокупность сил давления и трения, действующих на силовую установку со стороны обтекающего ее внешнего потока. Эти силы существенно зависят от способа размещения силовой установки на летательном аппарате.

Наличие силовой установки, во-первых, изменяет площадь миделя и геометрические формы летательного аппарата и, следовательно, оказывает влияние на его лобовое сопротивление. Во-вторых, между элементами силовой установки и летательного аппарата возникает аэродинамическое взаимодействие (**интерференция**). Это взаимодействие влияет на характер распределения давлений по внешним поверхностям как силовой установки, так и летательного аппарата. Характер этого взаимодействия может быть весьма сложным. Оно зависит от взаимного расположения элементов силовой установки и летательного аппарата, условий полета, режима работы двигателей и др. факторов. Следовательно, компоновка силовой установки на летательном аппарате влияет как на аэродинамические характеристики самого летательного аппарата, так и на составляющие внешних сил, действующих на силовую установку. Это делает задачу определения эффективной тяги силовой установки очень сложной.

Наиболее простой с точки зрения учета условий внешнего обтекания является изолированная силовая установка, когда двигатель размещается в отдельной вынесенной в поток гондоле. В этом случае интерференция между элементами силовой установки и летательного аппарата невелика и ею практически пренебрегают. Из соображений простоты и физической ясности вывода формулы эффективной тяги рассмотрим этот случай. Ось двигателя, установленного в отдельной гондоле, будем принимать совпадающей по направлению со скоростью истечения из реактивного сопла и со скоростью полета. Схема такой силовой установки и ее обтекания сверхзвуковым потоком представлена на рис.2.1.

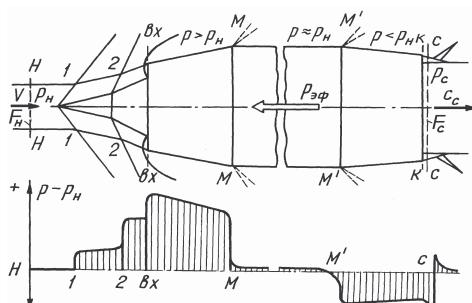


Рис. 2.1. Схема обтекания двигательной гондолы сверхзвуковым потоком. Распределение давлений по внешнему контуру

Наружная поверхность силовой установки, которой в данном случае является гондола двигателя от сечения $ex-ex$ до сечения $c-c$, здесь условно разделена на три части: лобовую часть $ex-M$, центральную часть $M-M'$ и кормовую часть $M'-c$. Лобовую часть гондолы $ex-M$ принято условно относить к внешней лобовой поверхности входного устройства (к внешней поверхности его «обечайки»), а кормовую часть гондолы $M'-c$ отождествлять с *кормовым участком выходного устройства*.

Набегающий поток воздуха разделяется поверхностью тока $H-1-2-ex$ на внутренний, проходящий через двигатель, и внешний, обтекающий силовую установку снаружи. Сечения в невозмущенном потоке перед силовой установкой, на входе в воздухозаборник и на выходе из сопла двигателя обозначим $H-H$, $ex-ex$ и $c-c$. Соответственно, площади нормальных сечений будут F_H , F_{ex} и F_c .

Главной причиной возникновения внешнего сопротивления силовой установки при сверхзвуковых скоростях полета является повышение давления на головном участке гондолы $ex-M$ и наличие разрежения на ее кормовом участке $M'-c$ (см. на рис.2.1 внизу). К этому прибавляется сопротивление от сил трения по всей поверхности гондолы от сечения $ex-ex$ до сечения $c-c$.

Эффективная тяга силовой установки, согласно определению, равна

$$P_{\text{эф}} = R_{\text{вн}} - R_{\text{нап}}, \quad (2.1)$$

где $R_{\text{вн}}$ – равнодействующая сил давления и трения, действующих на внутренние поверхности силовой установки;

$R_{\text{нап}}$ – равнодействующая сил давления и трения, действующих на всю наружную поверхность гондолы $ex-M-M'-c$.

Зная характер распределения давлений по наружной поверхности гондолы, величину силы $R_{\text{нап}}$ можно определить непосредственным интегрированием сил давления и трения по этой поверхности. Тогда

$$R_{\text{нап}} = \int_{F_{ex}}^{F_c} pdF + X_{\text{тр}} \Sigma, \quad (2.2)$$

где $\int_{F_{ex}}^{F_c} pdF$ и $X_{\text{тр}} \Sigma$ – равнодействующие сил давления и трения,

приложенные к наружной поверхности гондолы; $dF = dS \cos\alpha$ –

проекция элемента поверхности гондолы на плоскость, перпендикулярную направлению полета (α – угол между нормалью к элементу поверхности и этой плоскостью).

Величину $R_{\text{вн}}$ определим, пользуясь уравнением сохранения количества движения для некоторого контрольного объема, включающего все внутренние поверхности силовой установки. В качестве такого контрольного объема выберем объем внутренней струи, заключенный между сечениями $H-H$ и $c-c$. Контрольная поверхность, ограничивающая рассматриваемый объем, состоит из поверхности тока $H-1-2-ex$, внутренней поверхности контрольного объема, включающей все внутренние поверхности силовой установки (т.е. поверхности, на которых возникает сила $R_{\text{вн}}$) и торцевых поверхностей струи в сечениях $H-H$ и $c-c$, имеющих площади F_H и F_c (см. рис.2.1).

Согласно уравнению сохранения количества движения при устновившемся течении газа сумма всех сил, действующих на выделенный контрольной поверхностью объем газа, равна секундному изменению количества движения газа при его течении через эту контрольную поверхность. Запишем это векторное уравнение в проекции на ось двигателя, принимая за положительное направление скорость невозмущенного набегающего потока. Тогда получим

$$p_H F_H + R_{\text{вн}} - p_c F_c + \int_{F_H}^{F_{\text{вн}}} pdF = G_r c_c - G_b V, \quad (2.3)$$

где $p_H F_H$ и $p_c F_c$ – силы давления, приложенные к торцевым поверхностям выделенного участка струи; $\int_{F_H}^{F_{\text{вн}}} pdF$ – равнодействующая

сил давления, приложенных к боковой поверхности струи тока $H-1-2-ex$; $R_{\text{вн}}$ – равнодействующая сил давления и трения, действующих на внутренние поверхности силовой установки (равная по модулю силе $R'_{\text{вн}}$, действующей со стороны СУ на выделенный контрольный объем газа).

Отсюда находим

$$R_{\text{вн}} = (G_{\Gamma} c_{\text{c}} - G_{\text{B}} V) + (p_{\text{c}} F_{\text{c}} - p_{\text{H}} F_{\text{H}}) - \int_{F_{\text{H}}}^{F_{\text{вн}}} p dF. \quad (2.4)$$

Подставляя выражения $R_{\text{нап}}$ из (2.2) и $R_{\text{вн}}$ из (2.4) в уравнение (2.1), получим

$$P_{\text{ЭФ}} = G_{\Gamma} c_{\text{c}} - G_{\text{B}} V + p_{\text{c}} F_{\text{c}} - p_{\text{H}} F_{\text{H}} - \int_{F_{\text{H}}}^{F_{\text{вн}}} p dF - \int_{F_{\text{вн}}}^{F_{\text{c}}} p dF - X_{\text{тр}\Sigma}. \quad (2.5)$$

Для перехода от абсолютных давлений к избыточным воспользуемся следующим очевидным тождеством:

$$\int_{F_{\text{H}}}^{F_{\text{c}}} p dF = \int_{F_{\text{H}}}^{F_{\text{c}}} (p - p_{\text{H}}) dF + p_{\text{H}} (F_{\text{c}} - F_{\text{H}}). \quad (2.6)$$

Оно позволяет выражение (2.5) привести к виду

$$P_{\text{ЭФ}} = G_{\Gamma} c_{\text{c}} - G_{\text{B}} V + (p_{\text{c}} - p_{\text{H}}) F_{\text{c}} - \int_{F_{\text{H}}}^{F_{\text{c}}} (p - p_{\text{H}}) dF - X_{\text{тр}\Sigma}. \quad (2.7)$$

Эта формула является общим выражением эффективной тяги для силовой установки рассмотренной схемы. При этом необходимо иметь в виду, что тяга реактивного двигателя является векторной величиной. Если формулу (2.7) представить в векторной форме, то вектор тяги неизбежно будет направлен вдоль оси двигателя, как было принято при выводе, а может отклоняться от нее, например, при полетах со значительными углами атаки или при повороте сопла.

2.3. ТЯГА РЕАКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Первые два члена в уравнении (2.7) называются *тягой реактивного двигателя*

$$P = G_{\Gamma} c_{\text{c}} - G_{\text{B}} V + (p_{\text{c}} - p_{\text{H}}) F_{\text{c}}. \quad (2.8)$$

Эта формула тяги была впервые получена **Борисом Сергеевичем Степкиным** в его знаменитой работе «Теория воздушного реактивного двигателя», опубликованной в 1929 г. Она выведена в предположении, что двигатель расположен в мотогондоле, векторы скорости истечения и скорости полета параллельны оси двигателя, а внешнее обте-

жение двигателя является идеальным, т.е. происходит без трения, отрыва потока и без скачков уплотнения. В последствии эта формула получила наименование **формулы Стечкина**.

Остальные два члена в уравнении (2.7) составляют **суммарное внешнее сопротивление силовой установки** $X_{\text{СУ}}$. При отсутствии внешнего сопротивления, как видно из (2.7) и (2.8), $P_{\text{эф}} = P$.

В отдельных случаях в формуле Стечкина (2.8) могут быть сделаны некоторые упрощения. Так, если учесть, что расход газа G_{Γ} отличается от расхода воздуха G_{B} на величину расхода топлива G_{T} , и ввести обозначение $g_{\text{T}} = G_{\text{T}} / G_{\text{B}}$, то формулу (2.8) можно записать следующим образом^{*}:

$$P = G_{\text{B}} [(1 + g_{\text{T}}) c_{\text{c}} - V] + (p_{\text{c}} - p_{\text{H}}) F_{\text{c}}. \quad (2.9)$$

Для ВРД величина g_{T} мала и составляет 0,03...0,06. В этом случае, считая приближенно $G_{\Gamma} \approx G_{\text{B}}$, можно представить формулу (2.9) в упрощенном виде

$$P = G_{\text{B}} (c_{\text{c}} - V) + (p_{\text{c}} - p_{\text{H}}) F_{\text{c}}. \quad (2.10)$$

При полном расширении газа в сопле до атмосферного давления ($p_{\text{c}} = p_{\text{H}}$) формула тяги приобретает еще более простой вид

$$P = G_{\text{B}} (c_{\text{c}} - V). \quad (2.11)$$

Отношение P/G_{B} , т.е. тяга, получаемая с 1 кг воздуха в секунду, называется **удельной тягой** и обозначается $P_{\text{уд}}$. В данном случае $P_{\text{уд}} = c_{\text{c}} - V$.

Формулы (2.8)...(2.11) справедливы для одноконтурных двигателей прямой реакции и двухконтурных двигателей со смешением потоков. Для двухконтурных двигателей без смешения потоков, имеющих расходы газа $G_{\Gamma I}$ и $G_{\Gamma II}$, и скорости истечения из контуров $c_{\text{c} I}$ и $c_{\text{c} II}$,

$$P = G_{\Gamma I} c_{\text{c} I} + (p_{\text{c} I} - p_{\text{H}}) F_{\text{c} I} + G_{\Gamma II} c_{\text{c} II} + (p_{\text{c} II} - p_{\text{H}}) F_{\text{c} II} - G_{\text{B}\Sigma} V,$$

где $G_{\text{B}\Sigma} = G_{\text{B} I} + G_{\text{B} II}$.

В частном случае при полном расширении газа в соплах обоих контуров и $g_{\text{T}} = 0$

$$P = P_I + P_{II} = G_{\text{B} I} (c_{\text{c} I} - V) + G_{\text{B} II} (c_{\text{c} II} - V), \quad (2.12)$$

^{*} Если учитывать отбор воздуха на охлаждение элементов двигателя и на самолетные нужды, то формула (2.9) несколько усложняется (см. ниже).

где $c_{cI} - V = P_{удI}$ и $c_{cII} - V = P_{удII}$ – удельные тяги контуров.

Тогда

$$P = G_{вI}(P_{удI} + mP_{удII}), \quad (2.13)$$

где $m = G_{вII}/G_{вI}$ – степень двухконтурности ТРДД.

2.4. ВНЕШНЕЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ ПРИ СВЕРХЗВУКОВЫХ СКОРОСТЯХ ПОЛЕТА И ЕГО СОСТАВЛЯЮЩИЕ

Как видно, обтекание наружной поверхности силовой установки потоком воздуха в полете сопровождается возникновением внешнего сопротивления $X_{СУ}$. Оно обусловлено действием на эти поверхности сил избыточного давления и трения. Величина $X_{СУ}$ в сильной степени зависит от способа размещения силовой установки на летательном аппарате, формы ее внешней поверхности и от условий полета, определяемых числом M полета, высотой H , углом атаки α и другими факторами.

При установке двигателя в отдельной гондоле, обтекаемой невозмущенным сверхзвуковым потоком, суммарное внешнее сопротивление силовой установки, равное $X_{СУ} = P_{эф} - P$, в соответствии с формулой (2.7) имеет вид:

$$X_{СУ} = \int_{F_H}^{F_c} (p - p_H) dF + X_{тр\Sigma}. \quad (2.14)$$

Первый член в правой части формулы (2.14) представляет собой сопротивление от сил избыточного давления, именуемое *волновым сопротивлением*, а второй – *сопротивление трения*, т.е.

$$X_{СУ} = X_{волн\Sigma} + X_{тр\Sigma}. \quad (2.15)$$

Волновое сопротивление, в зависимости от схемы силовой установки, может содержать ряд составляющих. Применительно к рассматриваемой схеме (рис.2.1) его можно представить в виде

$$X_{\text{волн } \Sigma} = \int_{F_H}^{F_{\text{вх}}} (p - p_H) dF + \int_{F_{\text{вх}}}^{F_M} (p - p_H) dF + \int_{F_M}^{F_{\text{вх}}} (p - p_H) dF + \\ + \int_{F_M}^{F_K} (p - p_H) dF + \int_{F_K}^{F_c} (p - p_H) dF. \quad (2.16)$$

В данном случае суммарное волновое сопротивление складывается из пяти составляющих

$$X_{\text{волн } \Sigma} = X_{\text{доп}} + X_{\text{об}} + X_{\text{гонд}} + X_{\text{кор}} + X_{\text{дон}}. \quad (2.17)$$

Рассмотрим каждую из этих составляющих в отдельности в условиях сверхзвукового обтекания силовой установки набегающим воздушным потоком.

Дополнительное сопротивление $X_{\text{доп}} = \int_{F_H}^{F_{\text{вх}}} (p - p_H) dF$ по

величине равно сумме проекций на ось двигателя сил избыточного давления, действующих на поверхность тока $H-1-2-\infty$ (см. рис.2.1). Физический смысл дополнительного сопротивления будет объяснен в гл.11. Оно при $M_H > 1$ получается тем более значительным, чем выше интенсивность скачков уплотнения и чем большее количество воздуха подвергается сжатию в скачках и растекается вокруг гондолы. Дополнительное сопротивление называют также сопротивлением по жидкому контуру или сопротивлением растекания. Если $F_H = F_{\text{вх}}$, то $X_{\text{доп}} = 0$.

Волновое сопротивление обечайки $X_{\text{об}} = \int_{F_{\text{вх}}}^{F_M} (p - p_H) dF$ явля-

ется равнодействующей сил избыточного давления, действующих на внешнюю поверхность $\infty-M$ передней части гондолы двигателя, которое условно принято относить к сопротивлению обечайки воздухозаборника. Давление p здесь превышает p_H вследствие торможения воздушного потока в скачках уплотнения во внешнем потоке перед обечайкой. При наличии косого скачка уплотнения это давление ниже и волновое сопротивление $X_{\text{об}}$ меньше, чем в случае наличия перед обечайкой головной волны.

Сумму величин $X_{\text{доп}} + X_{\text{об}}$ будем называть **суммарным сопротивлением входного устройства** $X_{\text{вх}}$.

$$\text{Волновое сопротивление гондолы } X_{\text{гонд}} = \int_{F_M}^{F_{M'}} (p - p_H) dF \text{ в рас-}$$

сматриваемой схеме является сопротивлением центральной части гондолы двигателя, расположенной между сечениями M и M' . При переходе от обечайки к гондоле сверхзвуковой поток поворачивает в волнах разрежения, исходящих из угловой точки M , и течет далее по направлению ее образующей $M-M'$. Если гондола имеет цилиндрическую форму, то $X_{\text{гонд}} = 0$, а число M обтекающего ее потока становится близким к числу M полета, следовательно, $p \approx p_H$. Если гондола имеет коническую форму, при ее обтекании сверхзвуковым потоком будет возникать волновое сопротивление.

$$\text{Кормовое сопротивление } X_{\text{кор}} = \int_{F_M}^{F_K} (p - p_H) dF, \text{ возникающее}$$

на участке $M'-K$ кормовой части гондолы, связано с тем, что при обтекании угловой точки M' вновь возникает течение разрежения и давление становится меньшим атмосферного. Это вызывает появление равнодействующей сил давления, действующих в сторону, противоположную направлению полета, и создающих кормовое сопротивление $X_{\text{кор}}$, которое принято относить к составляющим сопротивления выходного устройства. После схода потока с кормового участка гондолы он вновь поворачивается в кормовом скачке уплотнения и далее течет в направлении оси двигателя. При этом скорость потока снижается, а давление восстанавливается до атмосферного (см. эпюру давлений на рис.2.1 внизу).

$$\text{Донное сопротивление } X_{\text{дон}} = \int_{F_K}^{F_c} (p - p_H) dF \text{ представляет собой}$$

силу сопротивления полету, возникающую вследствие пониженного давления в донной полости, если она имеется. Обычно донная полость представляет собой торцевой уступ между срезом кормы и створками

реактивного сопла. Он может быть выполнен преднамеренно в целях эжектирования охлаждающего воздуха, либо появляться на нерасчетных режимах работы сопла, когда створки прикрыты, а реактивная струя не заполняет все сечение в плоскости среза выходного устройства. Донное сопротивление тем выше, чем больше величина донной площади и чем ниже давление в этой полости (донное давление). Донное давление может быть повышенено, а вызываемое им донное сопротивление снижено, подачей в донную полость воздуха из воздухозаборника, подкапотного пространства или сливаемого пограничного слоя. Этот процесс именуют подпиткой донной полости воздухом.

Сопротивление трения о наружную поверхность силовой установки $X_{\text{тр}\Sigma}$ возникает вследствие влияния сил вязкости. Его величина может быть определена при известном распределении касательных напряжений трения τ по всей поверхности гондолы S из соотношения:

$$X_{\text{тр}\Sigma} = \int_S \bar{\tau} dS = \int_F (\bar{\tau} / \cos \alpha) dF. \quad (2.18)$$

Общее сопротивление трения, возникающее на наружной поверхности силовой установки, складывается, как и сопротивление давления, из отдельных составляющих. В частности, в рассматриваемом случае

$$X_{\text{тр}\Sigma} = X_{\text{тр.об}} + X_{\text{тр.гонд}} + X_{\text{тр.кор}}.$$

Для каждого участка внешней поверхности силовой установки сопротивление трения рассчитывается отдельно.

В аэродинамике принято оценивать величины сопротивлений безразмерными коэффициентами, относя величину сопротивления к скоростному напору набегающего потока q и к характерной площади. Применительно к входному и выходному устройствам в качестве характерной площади принимается площадь миделя гондолы. Используя такой подход, коэффициенты сопротивления входного и выходного устройств можно записать в следующем виде:

$$c_{x \text{ вх}} = X_{\text{вх}} / qF_m; \quad c_{x \text{ кор}} = X_{\text{кор}} / qF_m. \quad (2.19)$$

Для силовой установки в целом коэффициенты сопротивления давления и трения определяются по формулам:

$$c_{x \text{ п}} = X_{\text{волн}\Sigma} / qF_m; \quad c_{x \text{ тр}} = X_{\text{тр}\Sigma} / qF_m; \quad (2.20)$$

где $q = \frac{\rho V^2}{2}$ – скоростной напор; F_m – площадь миделя гондолы.

Если двигатель располагается в кормовой части фюзеляжа или в основании крыла, суммарное лобовое сопротивление силовой установки должно определяться путем интегрирования сил давления и трения на ее поверхностях, омываемых внешним потоком воздуха. На практике это сделать трудно, поэтому используются экспериментальные характеристики входных и выходных устройств, получаемые при про-дуктах реальных компоновок с прилегающими элементами ЛА.

Нами была рассмотрена сравнительно простая схема силовой установки. На практике используются более сложные схемы. Силовые установки современных сверхзвуковых самолетов могут иметь дополнительные системы (устройства) для подачи воздуха в проточную часть двигателя из внешнего потока или для отвода воздуха из проточной части во внешний поток. Схема силовой установки с плоскими воздухозаборником и соплом и с указанными дополнительными устройствами представлена на рис. 2.2. Вверху показан слив пограничного слоя (с поверхности сжатия и через щель в горле входного устройства) $G_{в.сл}$, а на нижней поверхности – створки перепуска и заборники для подпитки охлаждающим воздухом. Наличие отвода или подвода воздуха, а такжеключение реверса или устройств отклонения вектора тяги изменяют величину и направление тяги двигателя и создают внешнее сопротивление, что должно учитываться при расчетах эффективной тяги силовой установки.

В рассматриваемом случае при составлении уравнения сохранения количества движения для определения силы P нужно учесть импульс втекающего или вытекающего газа для каждой из указанных систем. Тогда изменится выражение для силы тяги P , которая теперь будет иметь следующий вид:

$$P' = G_{\Gamma} c_{\Gamma} - G_{\text{в}} V + (p_{\text{в}} - p_{\text{H}}) F_{\text{в}} + G_{\text{в.пер}} (c_{\text{пер}} - V) + (p_{\text{пер}} - p_{\text{H}}) F_{\text{пер}} + (2.21) \\ + G_{\text{в.сл}} (c_{\text{сл}} - V) + G_{\text{в.подп}} (c_{\text{подп}} - V) + (p_{\text{подп}} - p_{\text{H}}) F_{\text{подп}} + \dots ,$$

где $c_{\text{пер}}$, $p_{\text{пер}}$, $G_{\text{в.пер}}$ – параметры системы перепуска (в сечении 2–3); $c_{\text{сл}}$, $G_{\text{в.сл}}$ – параметры системы слива; $c_{\text{подп}}$, $p_{\text{подп}}$, $G_{\text{в.подп}}$ – параметры системы подпитки (в сечении 4–5). Створки подпитки открываются в основном тогда, когда обра-

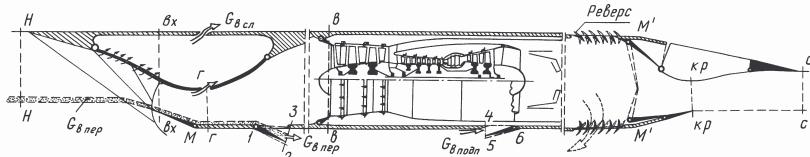


Рис. 2.2. Схема силовой установки сверхзвукового самолета с системами перепуска воздуха, подпитки, слива пограничного слоя и реверса тяги

зуется разрежение в подкапотном пространстве – в целях охлаждения, снижения донного сопротивления или улучшения работы эжекторного сопла.

Как видно из формулы (2.21), устройства перепуска или подпитки снижают тягу двигателя вследствие уменьшения количества движения перепускаемого воздуха. Объясняется это тем, что скорость и количество движения перепускаемого воздуха меньше, чем в невозмущенном потоке, откуда воздух забирается, из-за наличия гидравлических потерь в системе перепуска (слива, охлаждения).

Появляются в рассматриваемом случае также новые составляющие в выражении для $X_{\text{Су}}$. При обтекании створок перепуска сверхзвуковым потоком на их внешней поверхности 1–2 (см. рис. 2.2) возникает избыточное давление от косого скачка уплотнения перед створкой, поэтому появляется сопротивление давления на створках перепуска

$$X_{\text{ств.пер}} = \int_1^2 (p - p_H) dF. \quad (2.22)$$

Для снижения сопротивления створок перепуска нужно стремиться к тому, чтобы не возникало значительное повышение давления на створках, а угол их раскрытия был мал.

При обтекании сверхзвуковым потоком створок подпитки на поверхности 5–6 (см. рис. 2.2) возникает разрежение. Это приводит к появлению внешнего сопротивления также и на этих створках

$$X_{\text{ств.подп}} = \int_5^6 (p - p_H) dF.$$

Следовательно, для схемы силовой установки, представленной на рис. 2.2,

$$P_{\text{эф}} = P' - X_{\text{об}} - X_{\text{гонд}} - X_{\text{кор}} - X_{\text{доп}} - X_{\text{ств.пер}} - X_{\text{ств.подп}} - X_{\text{тр}\Sigma}, \quad (2.23)$$

где P' – тяга двигателя, определяемая по формуле (2.21).

На дозвуковых скоростях полета лобовое сопротивление правильно спрофилированной гондолы двигателя сравнительно невелико (3...8% от тяги двигателя). На сверхзвуковых скоростях, особенно на нерасчетных режимах полета, лобовое сопротивление силовой установки может составлять существенную величину и должно учитываться даже при грубых оценочных расчетах.

2.5. УДЕЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ АВИАЦИОННЫХ ГТД

Авиационные двигатели прежде всего характеризуются **основными данными**, к которым у ГТД прямой реакции относятся:

- 1) P – реактивная тяга, Н;
- 2) $G_{\text{в}}$ – расход воздуха, кг/с;
- 3) $G_{\text{т.ч}}$ – часовой расход топлива, кг/ч;
- 4) $m_{\text{дв}}$ – масса двигателя, кг;
- 5) габаритные размеры двигателя: D – диаметр, мм;
 L – длина, мм.

У ГТД непрямой реакции взамен тяги рассматривается мощность на валу N_e , кВт или $N_{\text{ЭКВ}}$ (см. ниже).

Эти основные данные, указываемые обычно в паспорте двигателя (для конкретных условий полета), не могут служить критериями для сравнительной оценки совершенства различных двигателей.

Для сравнительной оценки эффективности ГТД используются относительные величины, характеризующие уровень технического совершенства двигателей. Эти величины носят название **удельных параметров двигателя**. С помощью удельных параметров оценивают тяговую (мощностную) эффективность двигателя, его экономичность, а также массовые и габаритные показатели. Для двигателей прямой реакции удельные параметры определяют по отношению к развиваемой двигателем тяге, а для ГТД непрямой реакции – к его мощности.

Удельные параметры ГТД прямой реакции

Удельной тягой $P_{\text{уд}}$ называется отношение тяги к расходу воздуха через двигатель

$$P_{\text{уд}} = P/G_{\text{в}}. \quad (2.24)$$

С учетом допущений, принятых при выводе формулы (2.11), в простейшем случае

$$P_{\text{уд}} = c_{\text{с}} - V.$$

Эта формула справедлива как для одноконтурных, так и для двухконтурных двигателей со смешением потоков. Для двухконтурных двигателей с раздельными контурами формулы для определения $P_{\text{уд}}$ будут даны ниже.

Единицей удельной тяги является Н·с/кг или м/с (поскольку 1 Н = 1 кг·м/с²), т.е. удельная тяга имеет размерность скорости.

Удельная тяга – один из наиболее важных параметров ВРД. Чем выше $P_{уд}$, тем большую абсолютную тягу создает двигатель при заданном расходе воздуха в рассматриваемых условиях полета. Или же с увеличением $P_{уд}$ снижается потребный расход воздуха для получения заданной тяги. Следовательно, повышение $P_{уд}$ снижает размеры и массу двигателя.

Удельным расходом топлива $C_{уд}$ называется отношение часового расхода топлива к тяге, развиваемой двигателем

$$C_{уд} = G_{т.ч}/P. \quad (2.25)$$

Удельный расход топлива характеризует экономичность двигателя, т.к. показывает, сколько топлива затрачивает двигатель данного типа при заданной скорости полета в течение одного часа для создания тяги, равной 1 Н. Его единица – кг/(Н·ч).

Удельной массой двигателя $\gamma_{дв}$ (кг/Н) называется отношение массы двигателя $m_{дв}$ к его тяге

$$\gamma_{дв} = m_{дв}/P. \quad (2.26)$$

Снижение массы двигателя, а следовательно, и массы силовой установки, имеет важнейшее значение для улучшения летных характеристик летательного аппарата, таких, как располагаемый запас топлива, полезная нагрузка, а также дальность полета, потолок, скороподъемность и скорость полета.

Лобовой тягой $P_{лоб}$ ($\text{Н}/\text{м}^2$) называется отношение максимальной тяги к площади наибольшего (лобового) поперечного сечения двигателя $F_{лоб}$:

$$P_{лоб} = P/F_{лоб}. \quad (2.27)$$

Величина $P_{лоб}$ имеет важнейшее значение для оценки возможности обеспечения заданной тяги при габаритных ограничениях на максимальный диаметр двигателя (например, при размещении двигателя в фюзеляже самолета). При расположении двигателя в гондоле величина $P_{лоб}$ в значительной степени определяет внешнее сопротивление силовой установки. В однотипных двигателях увеличение $P_{лоб}$ косвенно свидетельствует об улучшении их массовых характеристик.

Удельным импульсом тяги двигателя $J_{уд}$ ($\text{Н}\cdot\text{с}/\text{кг}$) называется отношение тяги к секундному расходу топлива

$$J_{уд} = P/G_{т.ч}. \quad (2.28)$$

Удельный импульс является величиной, обратной удельному расходу топлива $J_{уд}=3600/C_{уд}$. Его размерность совпадает с размерностью

удельной тяги. Он используется для оценки экономичности прямоточных, комбинированных и ракетных двигателей.

Удельные параметры ГТД непрямой реакции

Здесь используются аналогичные удельные параметры, но отнесенные не к тяге, а к развиваемой двигателем мощности.

Удельной мощностью N_e уд ($\text{кВт}\cdot\text{с}/\text{кг}$) называется отношение мощности N_e к расходу воздуха через двигатель $G_{\text{в}}$, т.е.

$$N_e \text{ уд} = N_e/G_{\text{в}}. \quad (2.29)$$

Удельным расходом топлива C_e $\left(\frac{\text{кг}}{\text{кВт}\cdot\text{ч}} \right)$ называется отношение часового расхода топлива к мощности, развиваемой двигателем

$$C_e = G_{\text{т.ч}}/N_e. \quad (2.30)$$

Удельной массой двигателя $\gamma_{\text{дв } N}$ ($\text{кг}/\text{кВт}$) называется отношение массы двигателя к его максимальной мощности

$$\gamma_{\text{дв } N} = m_{\text{дв}}/N_e. \quad (2.31)$$

Если двигатель, помимо мощности на валу N_e , развивает реактивную тягу P , то принято использовать понятие **эквивалентной мощности** $N_{\text{экв}}$, когда мощность, создаваемая реактивной тягой, условно прибавляется к мощности на валу винта. Соответственно $C_{e \text{ экв}} = G_{\text{т.ч}}/N_{\text{экв}}$.

Удельные параметры одного и того же двигателя изменяются с изменением числа M полета, высоты полета и режима работы двигателя. На практике чаще всего для сравнения различных двигателей используются удельные параметры, соответствующие земным статическим условиям ($V = 0$; $H = 0$) и максимальному или форсированному режимам работы двигателя, или указываются их значения для некоторых характерных режимов полета. Величины удельных параметров существенно зависят от типа двигателя и их численные значения будут приведены в соответствующих главах.

Г л а в а 3

ТЕОРИЯ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА ГТД

3.1. НАЗНАЧЕНИЕ КОМПРЕССОРОВ ГТД, ИХ ТИПЫ И ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К НИМ

Компрессор предназначается для сжатия (повышения давления) воздуха, поступающего из воздухозаборника, (что необходимо для осуществления цикла Брайтона) и прокачки его далее по тракту двигателя. Та часть компрессора, которая подает сжатый воздух в наружный контур ТРДД (или одновременно в наружный и внутренний контуры), обычно называется **вентилятором ТРДД**.

Основными типами компрессоров современных авиационных газотурбинных двигателей являются одно- или многоступенчатые осевые компрессоры, а также центробежные или осецентробежные компрессоры. В мощных ГТД применяются исключительно осевые компрессоры, так как они позволяют обеспечить большой расход воздуха, необходимый мощным двигателям, при минимальных габаритах. В двигателях сравнительно небольших размеров может применяться сочетание нескольких осевых и обычно одной (последней) центробежной ступени. Такой компрессор и называется осецентробежным. Его основным преимуществом является возможность обойтись (при необходимой степени повышения давления) меньшим числом ступеней, поскольку в центробежной ступени можно обеспечить существенно более высокое повышение давления, чем в осевой. Но габариты компрессора при этом увеличиваются, что для мощных двигателей может оказаться непримлемым.

Основными требованиями к компрессорам ГТД являются: минимально возможные габариты и масса при данном расходе воздуха и данном повышении давления, минимальные гидравлические потери и устойчивая работа на всех эксплуатационных режимах, а также высокая надежность конструкции и минимальное число ступеней.

пеней, так как число ступеней в значительной мере определяет массу и стоимость компрессора.

Процесс сжатия воздуха в многоступенчатом компрессоре состоит из ряда последовательно протекающих процессов сжатия в отдельных его ступенях. Несмотря на существенные различия в формах проточной части и характере течения воздуха в ступенях компрессоров различных типов, рабочий процесс в них имеет много общего, а их совершенство оценивается однотипными коэффициентами. Поэтому далее изложение теории компрессоров будет вестись в основном применительно к осевым компрессорам, имеющим наибольшее распространение в авиационных ГТД, а особенности компрессоров (ступеней) других типов будут отмечаться по мере необходимости.

3.2. СХЕМА И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

Осевой компрессор имеет несколько рядов лопаток, насажанных на один общий вращающийся барабан или (чаще) на ряд соединенных между собой дисков, которые образуют **ротор** компрессора. Один ряд лопаток ротора (вращающийся лопаточный венец) называется **рабочим колесом (РК)**. Другой основной частью компрессора является **статор**, состоящий из нескольких рядов лопаток (лопаточных венцов), закрепленных в корпусе. Назначением лопаток статора является спрямление воздушного потока, закрученного впереди стоящим рабочим колесом, и направление его под необходимым углом на лопатки расположенного далее следующего рабочего колеса. Соответственно этому один ряд лопаток статора называется **направляющим аппаратом (НА)**. Если первый ряд лопаток установлен впереди первого рабочего колеса, то он называется **входным направляющим аппаратом (ВНА)**, а последний ряд лопаток статора (за которым уже нет рабочего колеса) иногда называют **спрямляющим аппаратом**.

Сочетание одного рабочего колеса и одного стоящего за ним направляющего аппарата называется **ступенью** компрессора (осевой ступенью).

На рис. 3.1 схематически изображена ступень осевого компрессора, состоящая из рабочего колеса *РК* и направляющего аппарата *НА*. Будем рассматривать в дальнейшем следующие сечения ступени: 1-1 — перед рабочим колесом, 2-2 — за рабочим колесом и 3-3 — за направляющим аппаратом. Параметры воздушного потока в этих сечениях будем отмечать индексами, соответствующими номеру сечения.

В каждом из этих сечений различают диаметр втулки $D_{\text{вт}}$ (по основаниям лопаток) и наружный диаметр $D_{\text{к}}$ (по корпусу). Пространство, заключенное между поверхностями втулки и корпуса, носит название **проточной части** ступени.

Предположим для простоты, что все струйки воздуха, проходящие через ступень, движутся по цилиндрическим поверхностям, что обычно близко к действительности. Тогда для анализа картины течения воздуха в ступени проведем мысленно её сечение такой цилиндрической поверхностью $A-A$, ось которой совпадает с осью РК, и развернем затем это сечение на плоскость. Тогда сечения лопаток РК представляются в виде ряда одинаковых и одинаково расположенных профилей, образующих **решетку профилей рабочего колеса**, а сечения лопаток НА представляются в виде аналогичной **решетки профилей направляющего аппарата**, как показано на рис. 3.2 (где для удобства дальнейшего изложения сечения лопаток повернуты по отношению к рис. 3.1 на 90°).

Рассмотрим течение воздуха через эти решетки профилей, пренебрегая неравномерностью потока в окружном направлении. На входе в рабочее колесо скорость воздуха по отношению к корпусу компрессора (будем называть ее **абсолютной скоростью**) в общем случае может быть направлена не параллельно оси колеса, а под некоторым углом к ней вследствие неполного спрямления потока направляющим аппаратом предыдущей ступени или установки перед

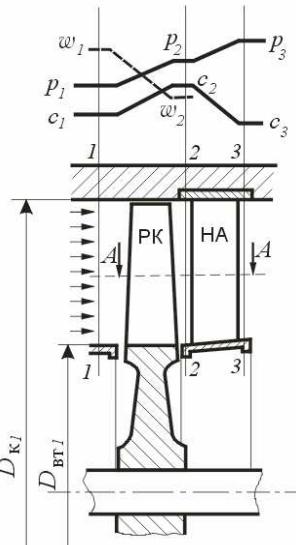


Рис.3.1. Схема ступени осевого компрессора

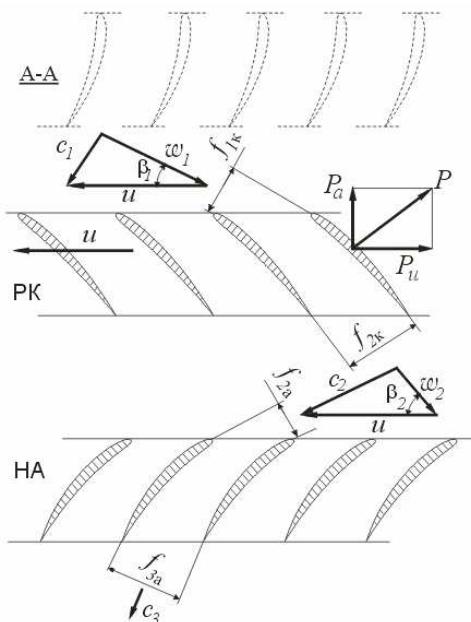


Рис.3.2. Течение воздуха в ступени осевого компрессора

рабочим колесом (первой ступени) входного направляющего аппарата, показанного на рис. 3.2 пунктиром. Эта скорость изображена на рис. 3.2 вектором \vec{c}_1 . Вращению рабочего колеса соответствует на рис. 3.2 перемещение решетки РК справа налево с **окружной скоростью** \vec{u} . Для определения скорости воздуха относительно рабочих лопаток \vec{w}_1 (**относительной скорости**) применим известное правило сложения векторов скоростей, согласно которому вектор абсолютной скорости \vec{c}_1 равен сумме векторов относительной

скорости \vec{w}_1 и переносной скорости. В данном случае переносной скоростью является окружная скорость лопаток \vec{u} , следовательно,

$$\vec{c}_1 = \vec{w}_1 + \vec{u}.$$

Треугольник, составленный из векторов \vec{c}_1 , \vec{u} и \vec{w}_1 , называется **треугольником скоростей** на входе в рабочее колесо.

Лопатки рабочего колеса захватывают поступающий к ним воздушный поток и гонят его дальше вдоль проточной части (вправо на рис. 3.1 и соответственно вниз на рис. 3.2), сообщая ему при этом энергию. Во избежание срыва потока с их поверхности они должны быть установлены так, чтобы передние кромки были у них направлены под малым углом к направлению вектора \vec{w}_1 . Кроме того, для усиления передачи воздуху энергии форма (кривизна) профилей лопаток выбирается с таким расчетом, чтобы угол выхода потока из колеса β_2 был больше угла входа β_1 . Как видно из рис. 3.2, поворот

потока сопровождается увеличением площади поперечного сечения каждой струи воздуха, проходящей через канал между двумя соседними лопатками ($f_{2\kappa} > f_{1\kappa}$). Соответственно, относительная скорость воздуха в рабочем колесе уменьшается ($w_2 < w_1$), а давление в соответствие с уравнением Бернулли возрастает ($p_2 > p_1$).

Такое обтекание лопаток рабочего колеса сопровождается возникновением на каждой лопатке аэродинамической силы \vec{P} , направленной от вогнутой поверхности профиля к выпуклой (см. рис. 3.2). С такой же силой, но направленной противоположно, каждая лопатка действует на воздух. Составляющая этой силы P_u , направленная параллельно вектору окружной скорости, называется **окружной составляющей**, а нормальная к ней составляющая P_a , направленная параллельно оси ступени, – **осевой составляющей**. Работа, затрачиваемая на вращение колеса и передаваемая воздуху, как будет показано ниже, пропорциональна P_u и окружной скорости u . Она идет как на увеличение абсолютной скорости (т.е. кинетической энергии) воздуха, прошедшего через колесо, так и на повышение его давления, как показано в верхней части рис. 3.1. Соответственно полное давление воздушного потока также возрастает ($p_2^* > p_1^*$). Осевая составляющая P_a , действующая на лопатку, передается на упорный подшипник вала компрессора.

Вектор абсолютной скорости потока воздуха за решеткой рабочего колеса \vec{c}_2 может быть определен путем сложения векторов скоростей \vec{w}_2 и \vec{u} , т.е. построения **треугольника скоростей** на выходе из колеса (см. рис. 3.2). Вследствие поворота потока в рабочем колесе вектор скорости \vec{c}_2 оказывается отклоненным от вектора \vec{c}_1 в сторону вращения колеса. Лопатки направляющего аппарата отклоняют поток воздуха в обратную сторону, причем форма их подбирается обычно так, чтобы направление вектора скорости воздуха за ступенью \vec{c}_3 было близко к направлению вектора \vec{c}_1 . При этом, как и в рабочем колесе, поворот потока приводит к увеличению поперечного сечения струи воздуха, проходящей через канал между соседними лопатками ($f_{3a} > f_{2a}$). В результате скорость

воздуха в направляющем аппарате падает, а давление растет (см. рис. 3.1). Но здесь рост давления обеспечивается только за счет использования кинетической энергии воздуха, приобретенной им в рабочем колесе. Полный напор воздушного потока в направляющем аппарате уже не растет, а несколько уменьшается из-за влияния гидравлических потерь.

Если поверхности тока, по которым движутся струйки воздуха, заметно отличаются от цилиндрических, картина течения получается несколько более сложной, но в общем аналогичной рассмотренной.

Таким образом, течение воздуха через ступень может рассматриваться как течение через систему **диффузорных** каналов с уменьшением относительной скорости воздуха в рабочем колесе, уменьшением абсолютной скорости в направляющем аппарате и увеличением давления в обоих случаях.

Показанные на рис. 3.2 треугольники скоростей в сечениях 1–1 и 2–2 обычно совмещают на одном чертеже, называемом **треугольником скоростей ступени**. В общем случае он имеет вид, показанный на рис. 3.3, причем от его общей вершины может откладываться также и вектор скорости воздуха \bar{c}_3 на выходе из НА (на рис. 3.3 он не показан). Здесь же указаны те обозначения, которые будут использованы в дальнейшем.

При построении треугольника скоростей ступени надо учитывать, что составляющая скорости воздуха в направлении оси компрессора (осевая составляющая) при прохождении воздуха через колесо в общем случае может изменяться. Вследствие увеличения давления в ко-

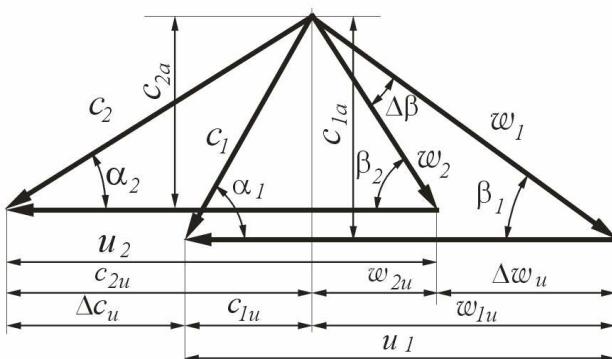


Рис.3.3. Треугольник скоростей ступени осевого компрессора

лесе плотность воздуха на выходе из него оказывается больше, чем на входе, и поэтому при постоянной высоте лопаток осевая составляющая скорости воздуха соответственно уменьшается. Но обычно ступень выполняют таким образом, что высота лопаток к выходу из нее уменьшается. В этом случае осевая составляющая скорости воздуха может как уменьшаться, так и увеличиваться, в зависимости от соотношения изменения плотности воздуха и площади поперечного сечения воздушного тракта ступени. В расчетных условиях работы ступени обычно имеет место некоторое уменьшение осевой составляющей скорости воздуха в колесе и в ступени в целом.

Кроме того, если рассматриваемая поверхность тока отличается от цилиндрической, то струйки воздуха выходят из РК на ином (например, на большем) радиусе, чем входят в него, что приводит к соответствующему различию в значении переносной (окружной) скорости ($u_2 \neq u_1$). Это различие особенно заметно для околовтулочных сечений лопаток первых ступеней авиационных компрессоров, где оно может достигать 20...30%.

На рис. 3.3 c_{1u} — окружная составляющая абсолютной скорости воздуха перед колесом ("предварительная закрутка"). Очевидно, $c_{1u} = c_{1a} \operatorname{ctg} \alpha_1$. Если $\alpha_1 < 90^\circ$, т.е. предварительная закрутка направлена в сторону вращения колеса, то она считается положительной. Случай $\alpha_1 > 90^\circ$ соответствует отрицательной закрутке. Если $\alpha_1 = 90^\circ$, то вектор \bar{c}_1 направлен параллельно оси вращения колеса, предварительная закрутка отсутствует и ступень в этом случае называется **ступенью с осевым входом**. Величина $\Delta w_u = w_{1u} - w_{2u}$, т.е. разность окружных составляющих относительных скоростей воздуха перед и за колесом, называется закруткой воздуха в рабочем колесе в относительном движении, а $\Delta c_u = c_{2u} - c_{1u}$ — закруткой в РК в абсолютном движении. Если $u_2 = u_1$, то $\Delta c_u = \Delta w_u$.

3.3. РАБОТА, ЗАТРАЧИВАЕМАЯ НА ВРАЩЕНИЕ КОЛЕСА СТУПЕНИ

Полагая поверхности тока при течении воздуха через ступень цилиндрическими, рассмотрим элемент ступени, заключенный между двумя такими поверхностями, расположенными на малом расстоянии друг от друга. Такой элемент часто называют **элементарной ступенью**. При известных параметрах потока перед и за РК аэродинамические силы, действующие на лопатки рабочего колеса в этом элементе, и работа, затрачиваемая на его вращение, в установившемся движении могут быть определены с помощью теоремы Эйлера.

Рассмотрим решетку профилей (рис. 3.4), представляющую собой развертку сечения лопаток РК в элементарной ступени цилиндрической поверхностью. Линию mn , соединяющую передние кромки всех профилей, назовем **фронтом решетки**, а расстояние t между одинаково

расположенными точками соседних профилей – **шагом решетки**.

Выделим в потоке, обтекающем любой из профилей решетки, объем, ограниченный контрольной поверхностью, образованной двумя поверхностями тока $1-2$ и $1'-2'$, отстоящих друг от друга точно на величину шага t , и двумя плоскостями

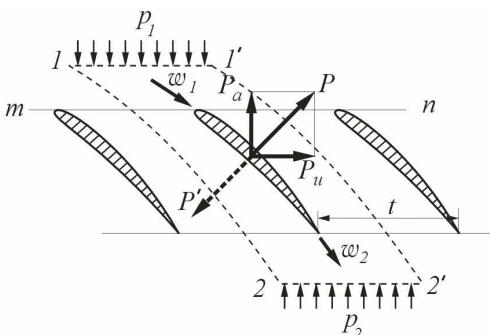


Рис.3.4. К выводу формулы Эйлера

$1-1'$ и $2-2'$, параллельными фронту решетки и расположенными на таком расстоянии от нее, чтобы можно было пренебречь неравномерностью потока. В направлении, нормальном к плоскости рисунка, выделенный объем ограничим двумя близкими плоскостями, параллельными плоскости рисунка, расстояние между которыми примем равным Δr . Обозначим далее в соответствии с рис. 3.2 через P_u и P_a составляющие аэродинамической силы P , действующей на одну лопатку РК в рассматриваемом элементе ступени. Сила P' , с которой лопатка воздействует на поток воздуха, очевидно, равна и противоположна силе P .

Согласно теореме Эйлера о количестве движения, математиче-

ское выражение которой было представлено формулой (1.30), сумма всех сил, действующих на выделенный объем воздуха, должна быть равна разности количеств движения потоков, вытекающих и втекающих в этот объем в единицу времени. При этом силы, действующие на поверхностях 1–2 и 1'–2', вследствие периодичности потока в точности компенсируют друг друга, а расход воздуха через эти поверхности равен нулю. Таким образом, кроме силы P' будут подлежать учету только количества движения и силы давления воздуха в сечениях 1–1' и 2–2'. Тогда, рассматривая проекции всех сил на горизонтальное (окружное) и вертикальное (осевое) направления, получим для окружной и осевой составляющих силы P выражения:

$$\left. \begin{aligned} P_u &= \Delta G (w_{1u} - w_{2u}); \\ P_a &= (p_2 - p_1) t \Delta r + \Delta G (c_{2a} - c_{1a}), \end{aligned} \right\}. \quad (3.1)$$

где $\Delta G = c_{1a} \rho_1 t \Delta r$ – масса воздуха, проходящего через контрольную поверхность в единицу времени.

Определим далее работу L_u , затрачиваемую на вращение данного элемента колеса ступени, в расчете на 1 кг проходящего через него воздуха. Если окружная скорость лопаток колеса есть u , то секундная работа перемещения лопатки равна $P_u u$. Отнеся ее к расходу воздуха через рассматриваемую контрольную поверхность ΔG , получим

$$L_u = \frac{P_u u}{\Delta G} = u \Delta w_u, \quad (3.2)$$

где

$$\Delta w_u = w_{1u} - w_{2u}.$$

Таким образом, *работа, затрачиваемая на вращение рабочего колеса элементарной ступени осевого компрессора, при цилиндрической поверхности тока равна произведению окружной скорости и и закрутки воздуха в колесе Δw_u .*

Если же поверхности тока в данной элементарной ступени заметно отличаются от цилиндрических, то, применяя теорему Эйлера о моменте количества движения, выражаемую формулой (1.31), можно показать аналогичным путем, что в таком случае

$$L_u = c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1. \quad (3.3)$$

Формулы (3.2) и (3.3) носят название формул Эйлера. В этих

формулах L_u – работа вращения колеса в элементарной ступени. Работа вращения колеса ступени в целом может быть найдена путем интегрирования её значений для каждой элементарной ступени (с учетом расхода воздуха через неё) с последующим отнесением результата интегрирования ко всему массовому расходу воздуха через ступень G_B :

$$L_{ct} = \frac{1}{G_B} \int_0^{G_B} L_u dG . \quad (3.4)$$

3.4. ИЗОБРАЖЕНИЕ ПРОЦЕССА СЖАТИЯ ВОЗДУХА В СТУПЕНИ В p , v - И T , s - КООРДИНАТАХ

Процесс сжатия (повышения давления) воздуха в ступени компрессора является, вообще говоря, неравновесным. Но степень этой неравновесности невелика, и поэтому его обычно условно изображают в различных термодинамических координатах.

На рис. 3.5 изображен процесс повышения давления воздуха в ступени компрессора в p , v - и T , s -координатах. Изобары $p = p_1$ и $p = p_3$ соответствуют давлению воздуха перед и за ступенью. Точка 1 изображает состояние воздуха на входе в ступень. Линии 1–2 и 2–3 соответствуют процессам повышения давления в РК и НА. В авиационных компрессорах теплообмен между потоком в компрессоре и окружающей средой на установившихся режимах пренебрежимо мал. Если бы,

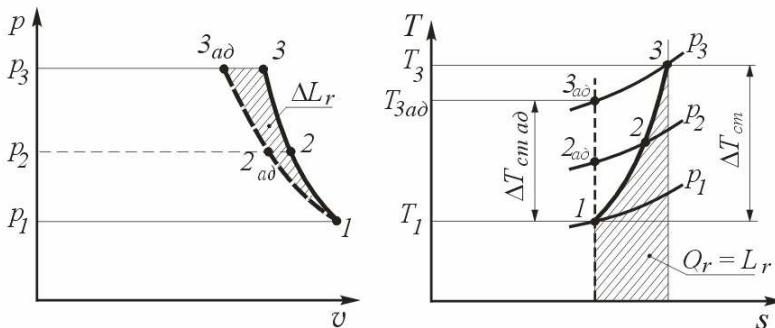


Рис.3.5. Изображение процесса сжатия воздуха в ступени в p , v - и T , s -координатах

кроме того, воздух в компрессоре был бы лишен вязкости, то процесс повышения давления в ступени протекал бы при постоянной энтропии, т. е. по адиабате, изображенной линиями $1-3_{\text{ад}}$.

В действительности выделение теплоты, связанной с диссипацией энергии в процессе сжатия (будем называть её теплотой трения), при практическом отсутствии теплообмена с окружающей средой приведет к некоторому увеличению температуры за ступенью по сравнению с достигаемой в адиабатном процессе с таким же повышением давления. В результате реальный процесс сжатия изобразится линиями $1-3$, расположенными правее адиабаты, а температура T_3 за ступенью окажется выше $T_{3 \text{ ад}}$.

Можно принять, что увеличение энтропии в результате выделения теплоты трения определяется равенством $ds = dQ_r/T$. Тогда суммарная теплота трения Q_r будет связана с изменением энтропии в реальном процессе $1-3$ условием

$$Q_r = L_r = \int_1^3 T ds ,$$

откуда следует, что величина L_r может быть выражена в T, s -диаграмме (см. рис. 3.5) площадью, лежащей между линией $1-3$ и осью абсцисс.

Согласно уравнению Бернулли (1.15) работа, затрачиваемая на вращения колеса ступени, равна

$$L_{\text{ст}} = L_{\text{п.ст}} + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2} + L_r , \quad (3.5)$$

где $L_{\text{п.ст}} = \int_1^3 v dp$ – политропная работа сжатия (повышения давления) в ступени. Из рис. 3.5 видно, что эта работа превышает работу повышения давления в адиабатном процессе $1-3_{\text{ад}}$, равную

$L_{\text{ад.ст}} = \int_1^{3_{\text{ад}}} v dp$ (см. рис. 3.5), на величину, эквивалентную площади заштрихованного на рис. 3.5 криволинейного треугольника, обозна-

ченной символом ΔL_r . Поскольку это увеличение $L_{\text{п.ст}}$ по сравнению с $L_{\text{ад.ст}}$ является следствием выделения теплоты трения, в теории компрессоров его принято называть **тепловым сопротивлением**.

С учетом сказанного уравнение (3.5) может быть записано в виде

$$L_{\text{ст}} = L_{\text{ад.ст}} + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2} + L_r + \Delta L_r, \quad (3.6)$$

откуда следует, что вредная роль гидравлических потерь проявляется в компрессорах двояко: как непосредственно в виде затраты работы L_r на преодоление гидравлических сопротивлений, так и дополнительно в виде теплового сопротивления ΔL_r .

3.5. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

Размеры, расчетные данные и режим работы ступени принято характеризовать рядом размерных и безразмерных параметров, которые могут относиться как к ступени в целом, так и к отдельным поверхностям тока (элементарным ступеням). Важнейшие из этих параметров рассмотрены ниже.

3.5.1. Геометрические параметры

В каждом сечении воздушного тракта ступени характерным размером, помимо диаметра корпуса D_{k} и диаметра втулки $D_{\text{вт}}$ (см. рис. 3.1), является также **средний диаметр** $D_{\text{ср}}$. При этом в качестве среднего диаметра в теории компрессоров принято рассматривать диаметр такой окружности, которая делит площадь проточной части на два равновеликих кольца:

$$\frac{\pi}{4} (D_{\text{k}}^2 - D_{\text{ср}}^2) = \frac{\pi}{4} (D_{\text{ср}}^2 - D_{\text{вт}}^2), \quad \text{откуда} \\ D_{\text{ср}} = \sqrt{(D_{\text{k}}^2 + D_{\text{вт}}^2)/2}. \quad (3.7)$$

(Иногда этот диаметр называют среднегеометрическим). Соответствующие этим диаметрам радиусы обозначаются r_{k} , $r_{\text{вт}}$ и $r_{\text{ср}}$.

Отношение диаметра втулки к диаметру корпуса на входе в колесо $\bar{d} = D_{\text{вт1}} / D_{\text{k1}}$ называется **относительным диаметром втул-**

ки рабочего колеса.

Относительный диаметр втулки изменяется в широких пределах от $\bar{d} = 0,3...0,6$ в первых ступенях многоступенчатых осевых компрессоров до $\bar{d} = 0,8...0,9$ в последних ступенях.

Важными параметрами являются также **удлинение лопаток рабочего колеса** $\bar{h}_k = h_k / b_k$, где $h_k = 0,5(D_k - D_{vt})$ – высота лопатки рабочего колеса на входе и b_k – хорда лопатки на среднем радиусе, **удлинение лопаток направляющего аппарата** $\bar{h}_a = h_a / b_a$, а также “парусность” лопаток, т. е. отношение хорд лопатки в периферийном и привтулочном сечениях.

Удлинения лопаток могут достигать 3,5...4,5 в первых ступенях многоступенчатых компрессоров и снижаются обычно до 1,5...2,5 в последних ступенях.

Расстояние (измеренное вдоль оси компрессора) между задними кромками лопаток одного лопаточного венца и передними кромками соседнего венца называется **осевым зазором**, а между периферийными кромками лопаток РК и поверхностью корпуса – **радиальным зазором**. Радиальный зазор может иметь место и между кромками лопаток НА и поверхностью втулки при их консольном креплении к корпусу компрессора.

Число лопаток колеса может изменяться в широких пределах от $z_k = 15...30$ до $z_k = 80...100$ (большие числа относятся к последним ступеням многоступенчатых компрессоров). Число лопаток направляющего аппарата имеет тот же порядок. Для снижения интенсивности вибраций элементов конструкции ступени число лопаток направляющего аппарата должно выбираться не равным и не кратным числу лопаток рабочего колеса данной и последующей ступеней.

3.5.2. Газодинамические и кинематические параметры

К числу основных *газодинамических* (термодинамических) параметров ступени относятся следующие.

Степень повышения давления воздуха в ступени. В ступени в результате подвода к воздуху внешней работы L_{ct} повышаются и

статическое, и полное давление воздуха. Степенью повышения давления в ступени принято называть величину

$$\pi_{\text{ст}}^* = \frac{p_3^*}{p_1},$$

но может рассматриваться и близкая к ней величина

$$\pi_{\text{ст}} = \frac{p_3}{p_1}.$$

Обычно степень повышения давления в одной осевой ступени не превышает значений $\pi_{\text{ст}}^* = 1,3 \dots 1,5$. В одноступенчатых вентиляторах ТРДД она может достигать $1,6 \dots 1,7$ и более.

Адиабатная работа сжатия воздуха в ступени. Согласно уравнению Бернулли для ступени компрессора (3.5), записанной в форме (3.6), при отсутствии гидравлических потерь работа, затрачиваемая

на вращение ступени, была бы равна $L_{\text{ст}} = L_{\text{ад.ст}} + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2}$. Но со-

гласно уравнению сохранения энергии (1.7) в таком случае

$L_{\text{ст}} = i_{3\text{ад}} - i_1 + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2}$. Из сопоставления этих двух уравнений

следует, что работа, которую необходимо затратить на повышение давления потока воздуха в адиабатном процессе $1-3_{\text{ад}}$ (адиабатная работа ступени), равна $L_{\text{ад.ст}} = i_{3\text{ад}} - i_1$ или

$$L_{\text{ад.ст}} = \frac{k}{k-1} R (T_{3\text{ад}} - T_1) = \frac{k}{k-1} R T_1 (\pi_{\text{ст}}^{\frac{k-1}{k}} - 1). \quad (3.8)$$

В параметрах заторможенного потока адиабатная работа ступени $L_{\text{ад.ст}}^*$ (называемая также адиабатным напором H^*) равна

$$L_{\text{ад.ст}}^* = H^* = \frac{k}{k-1} R (T_{3\text{ад}}^* - T_1^*) = \frac{k}{k-1} R T_1^* (\pi_{\text{ст}}^{\frac{k-1}{k}} - 1). \quad (3.9)$$

КПД ступени. Работу, потребную для заданного повышения давления воздушного потока в адиабатном процессе (т.е. адиабат-

ную работу), принято считать **полезной работой** ступени компрессора. Работа, затрачиваемая на повышения давления воздуха в реальном процессе (политропная работа ступени), больше её и аналогично формуле (1.17) равна

$$L_{\text{п.ст}} = \frac{n}{n-1} R (T_3 - T_1) = \frac{n}{n-1} R T_1 \left(\pi_{\text{ст}}^{\frac{n}{n-1}} - 1 \right),$$

где n – показатель политропы процесса 1–3.

Как видно из уравнения (3.5), работа, затрачиваемая на вращение ступени, частично расходуется на изменение кинетической энергии воздуха. Непосредственно на повышение давления воздушного потока в ступени затрачивается работа $L_{\text{п.ст}}$ и связанная с этим процессом работа трения L_r .

Отношение полезной работы $L_{\text{ад.ст}}$ к затраченной $L_{\text{п.ст}} + L_r$ характеризует степень совершенства рабочего процесса ступени и называется **адиабатным КПД ступени** компрессора.

$$\eta_{\text{ст}} = \frac{L_{\text{ад.ст}}}{L_{\text{п.ст}} + L_r} \quad (3.10)$$

Но $L_{\text{п.ст}} = L_{\text{ад.ст}} + \Delta L_r$. Следовательно, $\eta_{\text{ст}}$ учитывает гидравлические потери L_r и тепловое сопротивление ΔL_r .

Согласно уравнению Бернулли (3.5) $L_{\text{п.ст}} + L_r = L_{\text{ст}} - \frac{c_3^2 - c_1^2}{2}$,

а из уравнения сохранения энергии $L_{\text{ст}} - \frac{c_3^2 - c_1^2}{2} = i_3 - i_1$. Следовательно, поскольку $L_{\text{ад.ст}} = i_{3\text{ад}} - i_1$,

$$\eta_{\text{ст}} = \frac{i_{3\text{ад}} - i_1}{i_3 - i_1} = \frac{T_{3\text{ад}} - T_1}{T_3 - T_1}. \quad (3.11)$$

В инженерных расчетах обычно используется **адиабатный КПД ступени в параметрах заторможенного потока**. В этом случае полезной работой следует считать $L_{\text{ад.ст}}^*$, а вся работа, затраченная на

вращение колеса ступени, идет на повышение полного давления и на преодоление гидравлических потерь (с учетом теплового сопротивления). Поэтому адиабатный КПД ступени в параметрах заторможенного потока (сокращенно – **КПД ступени**) равен

$$\eta_{ст}^* = \frac{L_{ад.ст}}{L_{ст}} \quad (3.12)$$

или аналогично формулам (3.10) и (3.11)

$$\eta_{ст}^* = \frac{T_{3ад}^* - T_1^*}{T_3^* - T_1^*} \quad (3.13)$$

Таким образом, $\eta_{ст}^*$ может быть представлен как отношение приращения полной температуры воздуха в адиабатном процессе (адиабатного подогрева) к приращению в реальном процессе (действительному подогреву). Численно он очень близок к адиабатному КПД ступени, определенному по формуле (3.9), т.е. практически учитывает те же потери.

Значения $\eta_{ст}^*$ в первых ступенях компрессоров современных ГТД имеют порядок 0,83...0,85, а в средних ступенях достигают 0,88...0,90 и более (до $\sim 0,92$), что свидетельствует об их достаточно высоком совершенстве.

Как было показано выше, давление воздуха повышается как в РК ($p_2 > p_1$), так и в НА ($p_3 > p_2$). Распределение работы повышения давления между РК и НА может быть охарактеризовано величиной (см. рис. 3.5)

$$\rho_{ст} = \frac{L_{ад.рк}}{L_{ад.ст}} = \frac{T_{2ад} - T_1}{T_{3ад} - T_1}, \quad (3.14)$$

называемой **степенью реактивности ступени**. (Этот термин заимствован из теории газовых турбин, где турбинные ступени издавна делились на активные и реактивные).

Число Маха на входе в РК. С газодинамической точки зрения особенности обтекания лопаток РК определяются не непосредственно величиной скорости w_1 , а числом М набегающего на них потока

$$M_{w1} = w_1 / a_1,$$

где $a_1 = \sqrt{kRT_1}$ – скорость звука в потоке воздуха перед колесом.

По уровню чисел M набегающего на лопатки РК потока осевые ступени принято разделять на **дозвуковые**, в которых значения M_{w1} на расчетном режиме ни на одном радиусе не превышают единицу, **сверхзвуковые**, в которых по всей высоте лопатки $M_{w1} > 1$, и **трансзвуковые** (околозвуковые), в которых скорость w_1 изменяется по радиусу от сверхзвуковой до дозвуковой. Чем выше M_{w1} , тем, как будет рассмотрено ниже, более жесткие требования предъявляются к форме лопаток рабочего колеса. Для уменьшения M_{w1} в первой ступени компрессора на входе в неё может быть установлен входной направляющий аппарат (см. рис. 3.2).

Числа Маха в потоке, набегающем на лопатки НА, обычно значительно меньше, чем M_{w1} .

Окружная скорость u_k на наибольшем (внешнем) диаметре РК является одним из основных **кинематических** и конструктивных параметров ступени. Она ограничивается как прочностью лопаток и диска рабочего колеса, так и газодинамическими соображениями. В современных авиационных осевых компрессорах обычно $u_k = 400...500$ м/с. Эти значения, равно как и другие, приведенные в данной главе, относятся к расчетному режиму работы ступени.

Со значением окружной скорости непосредственно связана величина относительной скорости w_1 в потоке воздуха, набегающего на лопатки рабочего колеса. Как видно из треугольника скоростей на входе в колесо, показанного выше на рис. 3.2, чем больше при данной величине c_1 значение u , тем больше и величина w_1 и соответственно число M , с которым происходит обтекание рабочих лопаток.

Чем выше окружная скорость лопаток, тем больше может быть работа вращения колеса ступени и соответственно её адиабатная работа. Отношение

$$\bar{H}^* = \frac{H^*}{u_k^2}$$

называется **коэффициентом адиабатного напора** ступени.

Но окружная скорость изменяется по высоте лопаток рабочего

колеса, особенно в первых ступенях компрессоров с малыми значениями \bar{d} . Поэтому для оценки степени нагруженности профилей решеток рабочего колеса ступени используется также отношение

$$\mu_{\text{ст}} = \frac{L_{\text{ст}}}{u_{2\text{ср}}^2} , \quad (3.15)$$

называемое **коэффициентом нагрузки ступени**. Здесь $u_{2\text{ср}}$ – окружная скорость на среднем радиусе лопаток рабочего колеса на выходе из него, причем все величины относятся к расчетному режиму. Обычно в осевых ступенях $\mu_{\text{ст}} = 0,25...0,35$. Осевые ступени с $\mu_{\text{ст}} = 0,5...0,6$ называются высоконагруженными (в аэродинамическом отношении). Они обычно имеют пониженные значения КПД и поэтому применяются редко.

Следующим важным кинематическим параметром ступени является осевая составляющая скорости воздуха перед колесом или, как ее сокращенно называют, **осевая скорость** c_{1a} на среднем радиусе ступени (близкая к среднемассовому ее значению). Осевая скорость может изменяться в широких пределах (от 80...100 м/с до 200...250 м/с) в зависимости от типа ступени, места, занимаемого ступенью в компрессоре, и его назначения.

Наибольшие значения осевых скоростей используются в первых ступенях осевых компрессоров мощных ТРД и ТРДД. Увеличение c_{1a} сверх 230...250 м/с (в условиях взлета) нецелесообразно, так как таким значениям c_{1a} соответствует уже $q(\lambda) = 0,92...0,95$.

Осевая скорость определяет объемный расход воздуха через единицу площади входа в рабочее колесо. Поэтому отношение осевой скорости воздуха к окружной скорости колеса

$$\bar{c}_a = c_{1a}/u_{\text{k}} \quad (3.16)$$

называется **коэффициентом расхода** ступени.

3.6. УСЛОВИЯ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ ЭЛЕМЕНТОВ СТУПЕНИ, РАСПОЛОЖЕННЫХ НА РАЗЛИЧНЫХ РАДИУСАХ

Для достижения высоких значений КПД ступени форма и расположение ее лопаток должны быть хорошо согласованы с формой треугольников скоростей на различных поверхностях тока, т.е., как говорят, лопатки РК и НА должны быть надлежащим образом **спрофилированы**. Но окружная скорость лопаток, углы β_1 , β_2 и другие параметры треугольников скоростей для различных поверхностей тока существенно различаются в зависимости от того, где они расположены – ближе к втулке или ближе к периферийному её сечению. И в то же время они связаны между собой. Поэтому для определения формы лопаток, потребной для получения высокого КПД, необходимо установить эту связь.

Рассмотрим этот вопрос в предположении, что поверхности тока в ступени близки к цилиндрическим, а окружная неравномерность потока воздуха в каналах между рабочими колесами и направляющими аппаратами пренебрежимо мала.

Выделим в потоке воздуха в пределах осевого зазора некоторый элементарный объем (рис. 3.6), ограниченный двумя соосными цилиндрическими поверхностями, расположенными на радиусах r и $r+dr$, двумя плоскостями, проходящими через ось симметрии ступени и расположенными под углом $d\theta$ друг к другу, и двумя нормальными к оси плоскостями, расположенными по отношению друг к другу на расстоянии da . Массу воздуха, заключенного в этом объеме, обозначим dm , а его плотность – ρ . Вектор абсолютной скорости воздуха, заключенного в этом объеме, разложим на осевую c_a и окружную c_u составляющие.

Как известно из механики, сумма всех действующих на выделенный объем воздуха сил, включая и силы инерции, должна быть равна нулю. Запишем это условие для радиальных составляющих всех действующих

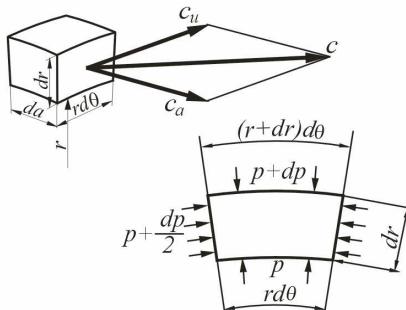


Рис.3.6. К выводу уравнения радиального равновесия

сил. Силой инерции в данном случае является центробежная сила, равная $dm c_u^2 / r$, где $dm = \rho da dr rd\vartheta$. Так как рассматривается течение воздуха в осевом зазоре, где силовое воздействие лопаток на поток отсутствует, то единственными внешними силами, имеющими радиальные составляющие, являются силы давления. Вычисляя их равнодействующую по схеме, изображенной на рис. 3.6, будем иметь (после сокращения на da):

$$(p + dp)(r + dr)d\vartheta - prd\vartheta - 2\left(p + \frac{dp}{2}\right)dr \frac{d\vartheta}{2} = \rho dr d\vartheta c_u^2,$$

откуда (после сокращений и отбрасывания бесконечно малых третьего порядка)

$$\frac{dp}{dr} = \rho \frac{c_u^2}{r}. \quad (3.17)$$

Полученное уравнение (3.17) является условием равенства центробежных сил инерции и сил гидродинамического давления, действующих в радиальном направлении, и поэтому его называют **уравнением радиального равновесия** потока в осевой ступени. Оно показывает, что при принятых допущениях градиент давления по радиусу пропорционален квадрату окружной составляющей скорости воздуха и обратно пропорционален радиусу данной поверхности тока. Таким образом, в любом межлопаточном канале компрессора, если окружная составляющая скорости воздуха в нем не равна нулю, давление возрастает от втулки к корпусу.

В то же время связь между давлением и скоростью воздуха в точках, расположенных на одной и той же поверхности тока, может быть получена из уравнения Бернулли. Рассматривая течение воздуха вдоль поверхности тока от начального сечения “*e*” на входе в компрессор до сечения “*i*”, соответствующего данному осевому зазору (это может быть сечение перед или за колесом в любой ступени осевого компрессора), можно записать для него уравнение Бернулли (1.15) в следующем виде:

$$L_{\text{внеш}} = \int_e^i \frac{dp}{\rho} + \frac{c_i^2 - c_e^2}{2} + L_r, \quad (3.18)$$

где $L_{\text{внеш}}$ – работа, сообщенная воздуху во всех рабочих колесах, расположенных до данного сечения.

Это уравнение связывает между собой параметры потока в точках, расположенных на одной и той же поверхности тока. Но если принять в качестве допущения, что процесс изменения состояния воздуха для всех поверхностей тока протекает по одной и той же политропе, то dp/ρ становится полным дифференциалом, и это уравнение может быть продифференцировано по радиусу. При этом, если на входе в компрессор поток является равномерным, то c_a не будет зависеть от r . Если, кроме того, принять гидравлические потери для всех поверхностей тока одинаковыми, то, дифференцируя (3.18) и опуская при этом индекс “ i ”, получим

$$\frac{dL_{\text{внеш}}}{dr} = \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} + \frac{1}{2} \frac{dc^2}{dr}.$$

Заменяя здесь производную dp/dr ее выражением согласно уравнению (3.17), получим окончательно

$$\frac{dL_{\text{внеш}}}{dr} = \frac{c_u^2}{r} + \frac{1}{2} \left(\frac{dc_a^2}{dr} + \frac{dc_u^2}{dr} \right). \quad (3.19)$$

Компрессор обычно проектируется таким образом, чтобы в каждой его ступени работа, сообщаемая воздуху в ее рабочем колесе, была неизменна вдоль радиуса, так как это позволяет избежать потерь на смешение струек воздуха с различной энергией. Тогда $L_{\text{внеш}}$ не зависит от радиуса, и уравнение (3.19) приобретает вид:

$$\frac{c_u^2}{r} + \frac{1}{2} \left(\frac{dc_a^2}{dr} + \frac{dc_u^2}{dr} \right) = 0. \quad (3.20)$$

3.7. ПРОФИЛИРОВАНИЕ ЛОПАТОК СТУПЕНИ, ВЫПОЛНЕННОЙ ПО ЗАКОНУ ПОСТОЯННОЙ ЦИРКУЛЯЦИИ

Уравнение (3.20) определяет однозначную связь между законами изменения окружной и осевой составляющих скорости воздуха по высоте лопатки перед или за рабочим колесом ступени. Но поскольку одно дифференциальное уравнение не может определить

законов изменения двух входящих в него переменных, закон изменения одного из них должен быть выбран.

На практике, как правило, выбирают (задают) закон изменения окружной составляющей скорости воздуха c_u на расчетном режиме работы ступени. Обычно принимается, что c_u изменяется обратно пропорционально радиусу, т.е.

$$c_u = \frac{\text{const}}{r},$$

или

$$c_u r = \text{const}. \quad (3.21)$$

Если подсчитать циркуляцию скорости вдоль окружности радиуса r с центром на оси вращения колеса ступени, то она в общем случае будет равна

$$\Gamma = 2\pi c_u r.$$

Следовательно, при выполнении закона (3.21) эта циркуляция оказывается постоянной величиной, не зависящей от значения r . Поэтому ступени, спроектированные с использованием закона (3.21), получили название **ступеней с постоянной циркуляцией**.

Закон постоянной циркуляции был предложен еще в работах Н.Е.Жуковского в качестве основы расчета воздушных винтов и осевых вентиляторов и с тех пор широко используется в практике расчета вентиляторов и компрессоров. В этом случае согласно (3.21)

$$c_{1u} r_1 = \text{const}_1 \quad \text{и} \quad c_{2u} r_2 = \text{const}_2. \quad (3.22)$$

Формула для работы вращения элемента колеса ступени (3.3) может быть записана в виде

$$L_u = \omega(c_{2u} r_2 - c_{1u} r_1),$$

где ω – угловая скорость вращения РК. Следовательно, в ступени с постоянной циркуляцией рабочее колесо сообщает воздуху на всех радиусах одну и ту же энергию: $L_u = \text{const}$. Поэтому, если все ступени компрессора выполнены с постоянной циркуляцией, то $L_{\text{внеш}}$ не будет изменяться по радиусу и связь между c_u и c_a будет определяться уравнением (3.20). Подставив в это уравнение функцию $c_u = \text{const} / r$, получим $dc_a^2 / dr = 0$, т.е.

$$c_{1a} = \text{const}_1 \quad \text{и} \quad c_{2a} = \text{const}_2 . \quad (3.23)$$

Таким образом, в ступени с постоянной циркуляцией при принятых допущениях окружные составляющие скорости воздуха изменяются обратно пропорционально радиусу, а осевые составляющие остаются вдоль радиуса неизменными.

Полученные выше соотношения (3.22) и (3.23) позволяют легко определить изменение треугольников скоростей, степени реактивности и других параметров по высоте лопатки, если известен треугольник скоростей ступени на каком-либо одном радиусе (например, среднем).

На рис. 3.7 показано изменение давлений и окружных составляющих скорости воздуха в различных сечениях ступени, выполненной по закону постоянной циркуляции и имеющей осевой вход воздуха в РК и осевой выход из НА (без учета изменения потерь по радиусу). В этом случае перед рабочим колесом вращение воздуха отсутствует и поэтому поток имеет одинаковую скорость (только осевую составляющую) и одинаковое давление на всех радиусах. За рабочим колесом воздух закручен, и поэтому давление его на периферии больше, чем у основания лопаток. Осевая составляющая скорости везде одинакова, а окружная составляющая изменяется обратно пропорционально радиусу. За направляющим аппаратом поток воздуха снова приобретает осевое направление. Поэтому за ступенью скорость и давление вдоль всей высоты лопаток опять постоянны, но давление имеет более высокое значение, чем перед ступенью и за колесом.

Сравнивая повышение давления в рабочем колесе и во всей ступени на различных радиусах, нетрудно на основании рис. 3.7 убедиться, что с увеличением радиуса все большая часть работы сжатия воздуха приходится

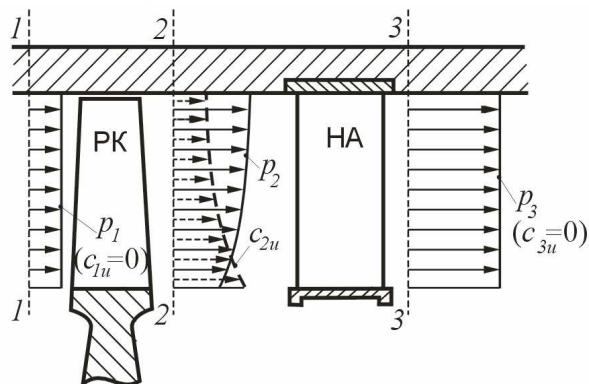


Рис.3.7. Изменение параметров потока по радиусу в сечениях ступени с постоянной циркуляцией

(при $c_{1u} = 0$)

дится на рабочее колесо, т. е. степень реактивности в такой ступени возрастает от втулки к периферии.

На рис. 3.8 показано изменение формы треугольников скоростей в такой ступени вдоль радиуса и соответствующее ему изменение формы сечений лопаток. Как видно, перед РК в периферийном сечении вектор относительной скорости воздуха поворачивается в колесе на сравнительно небольшой угол. Поэтому профиль периферийного сечения лопатки РК мало изогнут и обычно делается сравнительно тонким, так как на периферии число M_{w1} имеет наибольшее значение. В корневом сечении угол поворота потока в колесе значительно больше. Поэтому здесь профиль сечения лопатки сильно искривлен и, кроме того, развернут по отношению к периферийному сечению, так как угол β_1 у втулки значительно больше, чем на периферии. Лопатки РК по соображениям прочности в их корневом сечении выполняются более толстыми, чем в периферийном. Это соответствует и газодинамическим соображениям, так как скорость w_1 значительно уменьшается при переходе от периферии к корню лопатки.

Лопатки НА во втулочных сечениях также должны быть более искривлены, чем на периферии.

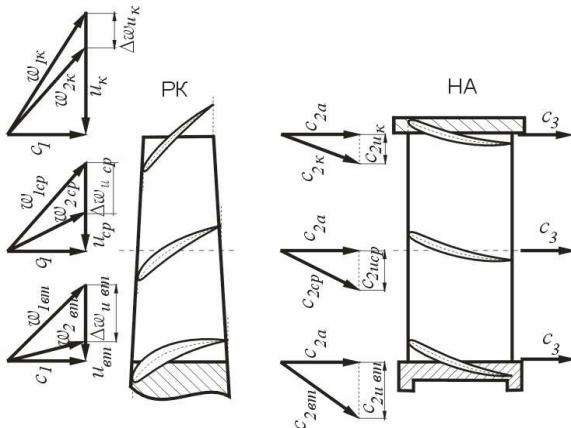


Рис.3.8. Треугольники скоростей и форма профилей лопаток на различных радиусах в ступени с постоянной циркуляцией

3.8. ПАРАМЕТРЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕССОРНЫХ РЕШЕТОК ПРОФИЛЕЙ

При проектировании ступени после определения формы расчетных треугольников скоростей на различных радиусах необходимо выбрать число и форму лопаток, которые обеспечили бы получение соответствующей структуры потока с малыми гидравлическими потерями, т.е. провести **аэродинамический расчет ступени**.

В настоящее время разрабатываются методы аэродинамического расчета ступеней компрессора, основанные на решении на ЭВМ задачи пространственного обтекания лопаточных венцов РК и НА вязким потоком с использованием уравнений Навье – Стокса и с последующей оптимизацией результатов таких расчетов. Но эти методы громоздки и требуют использования весьма мощных ЭВМ. Поэтому в инженерной практике в основном используются методы, основанные на результатах **экспериментального** исследования течения воздуха в компрессорных решетках профилей. При этом предполагается, что элементарные ступени, расположенные на различных радиусах, работают (при соблюдении условий радиального равновесия) независимо друг от друга. И можно вместо осесимметричного течения рассматривать течение через плоские решетки профилей, как было изображено, например, на рис. 3.2, ("Гипотеза плоских сечений", высказанная еще Н.Е. Жуковским).

3.8.1. Параметры профиля и решетки профилей

Решетка профилей состоит из одинаковых профилей, расположенных в определенном порядке. Основные геометрические параметры компрессорной решетки и образующих её профилей показаны на рис. 3.9. На рис. 3.9, б приведены **параметры профиля**. Штриховая линия, являющаяся геометрическим местом центров вписанных в профиль окружностей, называется **средней линией** профиля. **Хорда** профиля *b* – это прямая, соединяющая точки пересечения средней линии с контуром профиля у его носика и хвостика. Та часть контура профиля, которая расположена (по отношению к средней линии) с той же стороны, что и хорда, называется **нижней поверхностью** или **корытцем**, а противоположная часть – **верхней поверхностью** или **спинкой** профиля.

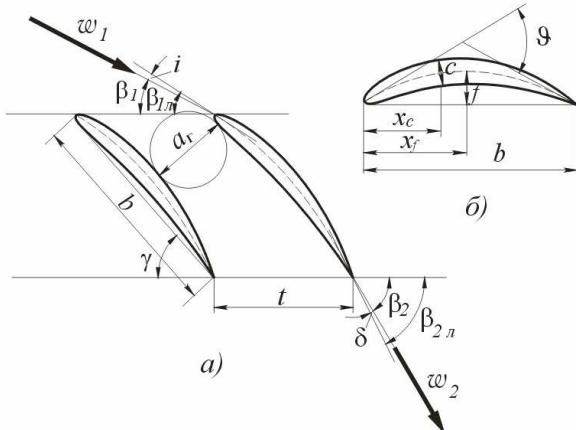


Рис.3.9. Геометрические параметры компрессорной решетки (*а*) и ее профилей (*б*)

Наиболее важными параметрами профиля являются следующие:
φ – **угол кривизны** профиля (угол между касательными к средней линии, проведенными в точках ее пересечения с контуром профиля), x_f – расстояние вдоль хорды от носика профиля до месторасположения максимального **прогиба** средней линии f , c – максимальная **толщина** профиля, x_c – расстояние вдоль хорды до месторасположения максимальной толщины, а также их относительные значения: $\bar{c} = c/b$, $\bar{x}_c = x_c/b$ и $\bar{x}_f = x_f/b$.

В качестве средней линии профиля используется обычно дуга круга или какая-нибудь линия с плавно меняющейся кривизной, например отрезок параболы. По нормали к средней линии откладываются ординаты профиля, в качестве которого в дозвуковых ступенях используется обычно один из симметричных (по отношению к средней линии) профилей, рассчитанных на работу при больших дозвуковых скоростях потока. Решетки, применяемые в дозвуковых компрессорах, составляются обычно из профилей, средняя линия которых изогнута по дуге круга или по параболе с $x_f = 0,4...0,5$, максимальная толщина расположена на 30...40% хорды, а передняя кромка имеет сравнительно большой радиус закругления, равный 10...15% c .

На рис. 3.9, *а* приведены **параметры решетки** профилей рабо-

чего колеса. Здесь t – уже указанный выше **шаг решетки**, γ – угол **установки профиля**, $\beta_{1\text{л}}$ и $\beta_{2\text{л}} = \beta_{1\text{л}} + \vartheta$ – **конструктивные** (“лопаточные”) углы между касательными к средней линии и фронтом решетки у передней (входной) и задней (выходной) кромок. (Все эти углы, подчеркнем, отсчитываются от фронта решетки). Важными параметрами являются также a_r – “**горло**” решетки, т.е. минимальный диаметр окружности, вписанной в канал между соседними профилями, относительное значение хорды b/t , называемое **густотой решетки**, и относительная величина горла a_r/t .

Режим обтекания решетки характеризуется **углом атаки** i (по передней кромке), **углом отставания потока** δ (от направления задней кромки) и **углом поворота потока** $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$. При обычных углах атаки в дозвуковых компрессорных решетках $\Delta\beta > 0$, и тогда $f_{2\text{к}} > f_{1\text{к}}$ (см. рис. 3.2). Такая решетка называется **диффузорной**.

Угол поворота потока $\Delta\beta$ непосредственно связан с закруткой воздуха в решетке рабочего колеса Δw_u . Если пренебречь изменением осевой составляющей скорости воздуха в рабочем колесе, то, как следует из треугольника скоростей (см. рис. 3.3),

$$\Delta w_u = c_a (\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \beta_2). \quad (3.24)$$

Таким образом, закрутка воздуха в колесе при данных значениях углов β_1 и β_2 пропорциональна осевой скорости воздуха и, кроме того, возрастает по мере увеличения $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$.

Относительный уровень потерь в компрессорной решетке принято характеризовать **коэффициентом потерь**

$$\xi = \frac{L_{r \text{ реш}}}{w_1^2/2}. \quad (3.25)$$

Можно показать, что при малых скоростях набегающего на решетку потока

$$\xi = \frac{\frac{p_1^* - p_2^*}{p_1^*}}{p_1 - p_1^*}, \quad (3.26)$$

где p_1^* и p_1 – полное и статическое давления воздуха в набегающем

потоке, а p_2^* – осредненное (по шагу) значение полного давления за решеткой (для решетки РК – в относительном движении).

При обработке экспериментальных данных формула (3.26) часто используется независимо от числа M в набегающем на решетку потоке.

Рассмотренные здесь и ниже параметры и соотношения записаны применительно к решеткам рабочего колеса ступени. Но все они могут быть (с небольшой коррекцией) отнесены и к решеткам направляющего аппарата.

3.8.2. Характеристики решеток профилей

Характеристикой решетки профилей называется зависимость угла поворота потока $\Delta\beta$ и коэффициента потерь ξ от угла атаки i при данном значении числа Маха в набегающем на нее потоке и числа Рейнольдса. В практике авиационного двигателестроения широкое применение получили характеристики решеток, полученные экспериментально на специальных аэродинамических стендах. Но в последнее время все больше используются характеристики решеток, получаемые

путем численного решения уравнений движения воздуха на ЭВМ с учетом вязкости.

Типичные результаты испытаний компрессорной решетки (при $M_{w1} \sim 0,4$) приведены на рис. 3.10. При малых углах атаки угол отставания δ почти не зависит от угла атаки, и поэтому с ростом i угол поворота потока в решетке почти линейно возрастает. Но при повышенных углах атаки на спинке профиля (вблизи его задней кромки) возникает срыв потока, что проявляется

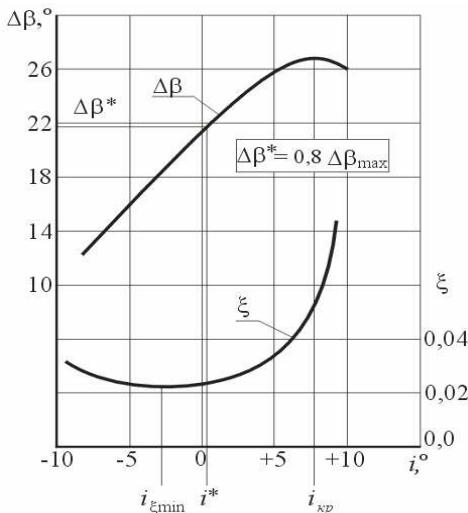


Рис.3.10. Характеристика компрессорной решетки ($b/t = 1,33$; $v = 25^\circ$; $\beta_{2\pi} = 65^\circ$)

ся в замедлении роста и в последующем падении $\Delta\beta$, а также в резком увеличении ξ . Угол атаки, при котором прекращается рост $\Delta\beta$, называется **критическим**. (При этом угол атаки срыв потока распространяется практически уже на всю поверхность спинки лопатки).

При некотором угле атаки $i_{\xi_{\min}}$ коэффициент потерь в решетке ξ имеет наименьшее значение. Однако этот режим не является оптимальным, так как при $i > i_{\xi_{\min}}$ потери в решетке растут незначительно, тогда как поворот потока и связанное с ним увеличение давления возрастают. Наивыгоднейшее соотношение между адиабатной работой сжатия (повышения давления) воздуха в решетке и потерями достигается обычно при углах атаки, близких к критическим. Но срыв потока в решетке может привести к нежелательным последствиям (см. ниже гл. 5). Поэтому при выборе расчетного угла атаки нужно обеспечить необходимый запас по отношению к $i_{\text{кр}}$. Обычно этому соответствует угол атаки i , близкий к нулю, а поворот потока в решетке при этом составляет около 80 % от максимального. Угол атаки i^* , при котором угол поворота потока в решетке равен $0,8\Delta\beta_{\max}$, и соответствующий ему режим обтекания решетки называются **номинальными**.

При больших отрицательных углах атаки коэффициент потерь также возрастает из-за развития срыва потока уже на нижней поверхности её профилей.

Решетки с различными значениями b/t , ϑ , γ и т.д. имеют разные характеристики, в том числе различные значения номинального угла поворота потока, коэффициентов потерь и т.д. Однако обработка и анализ данных многочисленных испытаний плоских решеток позволили установить ряд общих зависимостей, от-

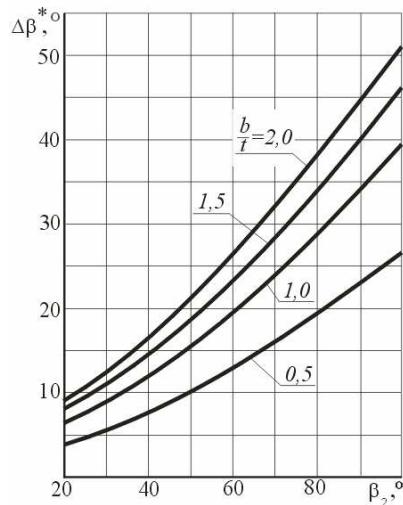


Рис. 3.11. Номинальные углы отклонения потока в компрессорных решетках

носящихся как к номинальным режимам работы компрессорных решеток, так и к особенностям протекания их характеристик. Такие обобщения были выполнены в работах А.Р. Хоуэлла, К.В. Холщевникова, С.А. Довжика, А.П. Комарова и др. Так, например, номинальный угол поворота потока в различных решетках может быть с достаточной для многих инженерных задач точностью определен по кривым, изображенным на рис. 3.11. Как видно, он существенно увеличивается с ростом густоты решетки и угла β_2 . Угол отставания δ на номинальном режиме обычно не превышает 4...6°, уменьшаясь по мере уменьшения угла атаки.

3.8.3. Влияние чисел M и Re на характеристики компрессорных решеток

Увеличение числа M набегающего потока (для решетки рабочего колеса это M_{w1}) мало сказывается на характеристике дозвуковой компрессорной решетки до тех пор, пока местные скорости на поверхности профиля не достигнут скорости звука. Минимальное значение коэффициента потерь при этом почти не изменяется, но зависимость его от угла атаки по мере увеличения M_{w1} становится более резкой. При дальнейшем увеличении числа M набегающего потока на поверхности профиля возникает местная зона сверхзвуковых скоростей. Последующее торможение потока сопровождается возникновением скачков уплотнения, замыкающих эту сверхзвуковую зону, что приводит к появлению волновых потерь. Кроме того, взаимодействие скачков уплотнения с пограничным слоем может вызвать отрыв его от поверхности профиля.

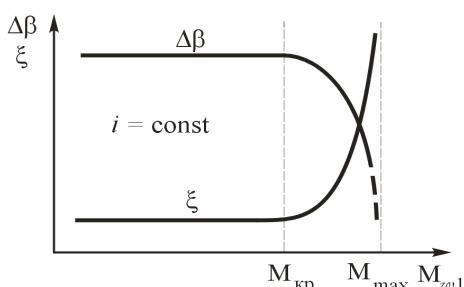


Рис. 3.12. Влияние числа M_w на угол поворота потока и коэффициент потерь в компрессорной решетке

В результате, начиная с некоторого значения числа M_{w1} , наблюдается резкое увеличение коэффициента потерь ξ и уменьшение угла поворота потока $\Delta\beta$, как показано на рис. 3.12. Это число M называется **критическим** и в общем (при близких к нулю углах атаки) оказывается тем больше, чем меньше относительная толщина профиля.

После перехода через значение M_{kp} дальнейшее увеличение числа M набегающего на решетку потока при неизменном угле атаки в ряде случаев оказывается возможным лишь до определенного предела (M_{max} на рис. 3.12). Это связано с тем, что по мере роста M_{w1} область местных звуковых и сверхзвуковых скоростей увеличивается в размерах, пока не займет все поперечное сечение ("горло") межлопаточного канала. Дальнейшее увеличение числа M_{w1} оказывается невозможным по той же самой причине, по которой невозможно увеличить число M на входе в сужающееся сопло, если в минимальном его сечении достигнута скорость звука. Это явление называется **запиранием решетки**.

Изменение числа Рейнольдса $Re = \frac{\rho_1 w_1 b}{\mu_1}$ практически не оказывает влияния на характеристики компрессорных решеток до тех пор, пока оно остается выше некоторого критического значения (границы автомодельности). Это значение при характерном для осевых компрессоров высоком уровне турбулентности потока лежит обычно в пределах $Re_{aut} = (2,5 \dots 3,0) \cdot 10^5$.

При меньших числах Re угол поворота потока $\Delta\beta$ (при неизменном угле атаки) несколько снижается, а коэффициент потерь ξ существенно возрастает, как показано для примера на рис. 3.13. Это связано с возрастанием роли сил вязкости по отношению к силам инерции, соотношение которых, как известно, обратно пропорционально числу Re .

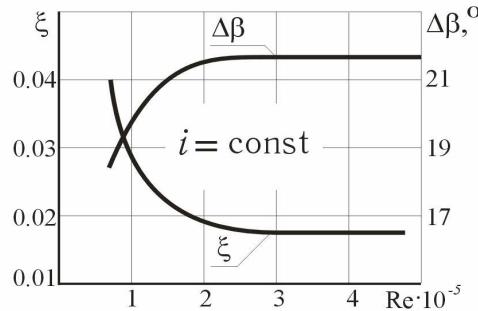


Рис. 3.13. Влияние числа Re на угол поворота потока и коэффициент потерь в компрессорной решетке

3.9. ОСОБЕННОСТИ ТЕЧЕНИЯ ВОЗДУХА В ЛОПАТОЧНЫХ ВЕНЦАХ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

3.9.1. Потери в лопаточных венцах

Один ряд лопаток РК (расположенных по всей его окружности) или такой же ряд лопаток НА, как уже отмечалось, называется **лопаточным венцом РК** или НА.

Гидравлические потери в лопаточных венцах осевого компрессора, возникающие при протекании воздуха через межлопаточные каналы, могут быть условно разделены на следующие четыре части:

а) **профильные потери** в компрессорных решетках, связанные со всеми особенностями реального обтекания профилей в решетке (в отличие от идеального), т.е. **потери на трение и вихреобразование**, возникающие при обтекании лопаток в решетке, и **волновые потери**, связанные с возникновением (при больших дозвуковых или же сверхзвуковых скоростях набегающего на решетку потока) скачков уплотнения;

б) **концевые (торцевые) потери**, связанные с образованием пограничного слоя на стенках корпуса и втулки, ограничивающих межлопаточный канал по высоте;

в) **вторичные потери**, связанные с возникновением поперечных перетеканий воздуха в межлопаточном канале и вызванном ими отрывом потока;

г) потери, связанные с наличием **радиального зазора** между вращающимися и неподвижными элементами проточной части компрессора.

Профильные потери определяются по данным экспериментальных или расчетных исследований обтекания компрессорных решеток. Концевые потери зависят от того, какова была структура пограничных слоев в элементах силовой установки, расположенных перед компрессором, и как далеко от входа в компрессор расположена данная ступень. Наиболее трудным является определение вторичных потерь, так как структура течения воздуха в пространственном межлопаточном канале сложна. Сильно упрощенная его схема (при отсутствии радиального зазора) показана на рис. 3.14.

Вторичные потери в основном обусловлены возникновением вихревых течений в местах сопряжения поверхности профиля с ог-

раничивающими канал стенками. Появление этих течений связано с возникновением при обтекании лопаток повышенного давления на вогнутой стороне профиля по сравнению с давлением на его спинке. Разность этих давлений воздействует на пограничный слой у стенки канала и заставляет находящуюся в нем жидкость течь от вогнутой поверхности лопатки 1 к спинке лопатки 2 (см. рис. 3.14). Это течение, взаимодействуя с основным потоком, образует два вихревых шнуря, расположенных у спинки лопатки и получивших название “парного вихря”. При диффузорном характере потока в межлопаточном канале ($w_2 < w_1$) возможен также его отрыв в местах стыка пограничных слоев на корпусе компрессора и на спинке профиля.

Результаты детальных исследований вторичных течений только начинают внедряться в практику проектирования компрессоров. Обычно же используются приближенные методы оценки концевых и вторичных потерь.

3.9.2. Влияние радиальных и осевых зазоров на работу ступени

В реально выполненных ступенях осевого компрессора между лопатками рабочего колеса и внутренней поверхностью корпуса, как уже указывалось, всегда имеется конструктивный радиальный зазор Δr (рис. 3.15). Радиальный зазор может существовать также между поверхностью втулки и лопатками НА, если они закреплены только на корпусе, (на рис. 3.15 такое крепление не показано). При этом реальный зазор в рабочем состоянии компрессора может заметно отличаться от монтажного (контролируемого при сборке компрессора) вследствие радиальных деформаций деталей ротора и корпуса под действием центробежных и газовых сил и вследствие их теплового расширения. Обычно у прогретого двигателя рабочий зазор оказывается меньше монтажного. А у некоторых двигателей в инст-

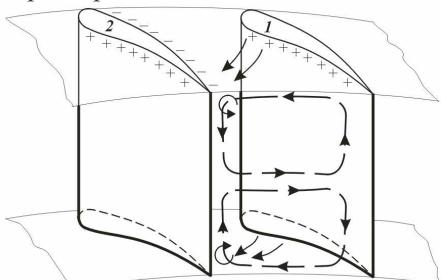


Рис. 3.14. Схема структуры вторичных течений в межлопаточном канале

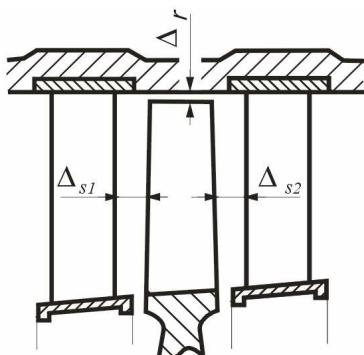


Рис. 3.15. Радиальный и осевые зазоры в ступени осевого компрессора

давлений на вогнутой стороне и на спинке лопатки происходит перетекание некоторой части воздуха через зазор. Относительное перемещение концевого сечения лопатки компрессора и корпуса способствует перетеканию, как показано схематично на рис. 3.16. Кроме того, под воздействием струи воздуха, текущего через зазор, на периферии возникает вихревое течение, направление которого противоположно направлению вращения парного вихря.

Перетекание (утечка) воздуха через радиальный зазор приводит к понижению давления на вогнутой стороне лопатки (набегающей на поток) и к повышению его на спинке, т. е. к уменьшению разности давлений на поверхностях профиля, причем этот эффект наблюдается, как

показывают исследования, на участке лопатки, радиальная протяженность которого превышает сам зазор в среднем примерно в 5 раз. Искажение эпюр распределения давлений по хорде и по высоте лопатки на этом участке носит сложный характер. Но в целом уменьшение перепада давлений приводит к снижению ок-

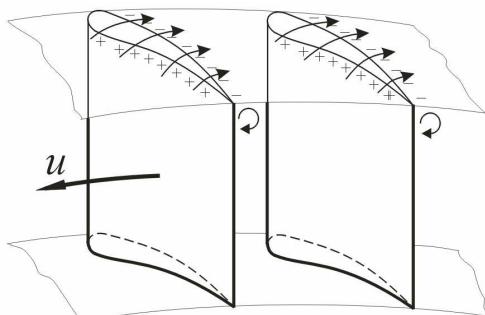


Рис. 3.16. Схема возникновения перетеканий через радиальный зазор

ружного усилия и, следовательно, к снижению работы, передаваемой воздуху в ступени. Бесполезные затраты энергии на перетекание воздуха через зазор и на создание вихревого течения у концов лопаток вблизи зазора обуславливают, кроме того, падение КПД ступени. Всё это приводит к снижению напора (адиабатной работы) ступени.

3.10. ОСОБЕННОСТИ ТРАНСЗВУКОВЫХ И СВЕРХЗВУКОВЫХ СТУПЕНЕЙ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

Одним из основных путей снижения массы и габаритов авиационных ГТД является уменьшение числа ступеней в компрессоре. Для уменьшения числа ступеней необходимо увеличивать работу, затрачиваемую на вращение ступени и идущую затем на повышение давления воздуха. Это, как следует из формул (3.2) и (3.3), может быть сделано за счет увеличения окружной скорости рабочих лопаток, которая в современных вентиляторах достигает, как указывалось, 450...500 м/с и более.

Но при таких окружных скоростях относительная скорость воздуха на входе в рабочее колесо в первых ступенях вентилятора (компрессора) значительно превышает скорость звука. И использовать решетки профилей, применяющиеся в дозвуковых ступенях, при таких числах M_{w1} невозможно из-за резкого увеличения потерь при превышении критических чисел M и возникновения явления «запирания» в таких решетках.

Исследования показали, что этих явлений можно избежать, если изменить форму профилей лопаток рабочего колеса таким образом, чтобы их относительная толщина не превышала (на периферии) 3...4 %, максимальная толщина и максимальный прогиб дуги средней линии располагались бы подальше от передней кромки (на 50...60 % хорды), а передняя кромка имела малый радиус скругления, чтобы передняя часть профиля по своей форме напоминала острый клин. Кривизна верхней поверхности профиля, особенно в передней его части, также должна быть возможно меньшей. Примеры профилей сечения лопаток рабочего колеса, рассчитанных на обтекание их дозвуковым и сверхзвуковым набегающим потоком, показаны на рис. 3.17, *а* и рис. 3.17, *б*.

Рассмотрим теперь некоторые особенности течения воздуха через решетку РК при $M_{w1} = 1,3 \dots 1,5$. Для большинства трансзвуковых ступеней, имеющих максимальные значения чисел M_{w1} , лежащие в этом диапазоне, характерно наличие дозвукового потока на выходе из колеса ($M_{w2} < 1$), т. е. торможение потока в РК с переходом через скорость звука. Типичная для этого случая схема течения воздуха в решетке РК показана на рис. 3.18. Как известно, при обтекании сверхзвуковым потоком изолированного профиля, имеющего хотя бы незначительное скругление передней кромки, перед ним возникает криволинейный скачок уплотнения – головная волна. Аналогично перед каждым профилем в решетке возникает головная волна ABC . На участке AB фронт волны почти перпендикулярен вектору скорости, т. е. этот участок можно рассматривать как прямой скачок уплотнения. На участке BC скачок становится косым, интенсивность его ослабевает по мере удаления от вызвавшего его профиля и на некотором расстоянии оказывается исчезающей малой. В области, лежащей за прямым скачком, скорость становится дозвуковой и уменьшается до нуля в передней критической точке K . Затем на спинке профиля и в прилегающей к ней области течения происходит разгон потока и за линией DE (“звуковой линией”) скорость опять становится сверхзвуковой. Штриховые прямые в этой области – так называемые волны разрежения, вдоль каждой из которых скорость постоянна и равна скорости в соответствующей точке на спинке профиля.

Возникновение системы головных волн приводит к возрастанию сопротивления решетки (появляются волновые потери). Но, как показывают расчеты, если значения числа M перед скачком не превышают $1,4 \dots 1,5$, то потери в прямом скачке оказываются сравнительно небольшими и КПД ступени с такой системой скачков в РК получается

достаточно высоким. Первым в мире турбореактивным двигателем с трансзвуковой ступенью в компрессоре был двигатель РД-9Б самолета МиГ-19, запущенный в серийное производство в начале 50-х годов про-

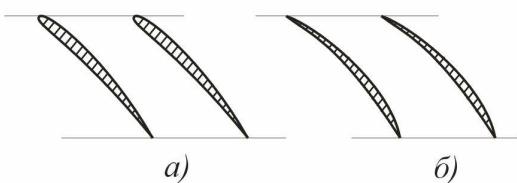


Рис. 3.17. Решетки рабочего колеса дозвуковой ступени (а) и ступени с $M_{w1} > 1$ (б)

шлого столетия. В первой ступени его компрессора была реализована описанная схема течения. В последующем она использовалась в большинстве ТРД и ТРДД, выпускаемых отечественной авиационной промышленностью.

Однако необходимо отметить, что все же с ростом M_{w1} реально КПД таких ступеней снижается как из-за роста потерь в системе скачков, так и вследствие возникновения отрыва пограничного слоя на спинке профиля за прямым скачком (в точке A) при возрастании его интенсивности. Поэтому при дальнейшем увеличении окружных скоростей рабочего колеса ступени целесообразен переход на такие профили в его решетках и такие схемы течения, при которых в межлопаточных каналах не происходит перехода через скорость звука, т.е. течение на выходе из рабочего колеса остается сверхзвуковым (в относительном движении), хотя и имеющим $M_{w2} < M_{w1}$.

В остальном параметры, треугольники скоростей и способы изменения закрутки потока по радиусу в трансзвуковых и сверхзвуковых ступенях не имеют существенных отличий от описанных выше для дозвуковых ступеней.

Однако надо учитывать, что тонкие рабочие лопатки с острыми кромками более склонны к вибрациям и более чувствительны к повреждениям посторонними предметами, к износу и к ошибкам в проектировании и в производстве, а применение повышенных окружных скоростей требует использования высокопрочных материалов в конструкции ротора компрессора. Поэтому двигатели с такими ступенями в компрессоре требуют повышенного к себе внимания в процессе разработки, производства, эксплуатации и ремонта.

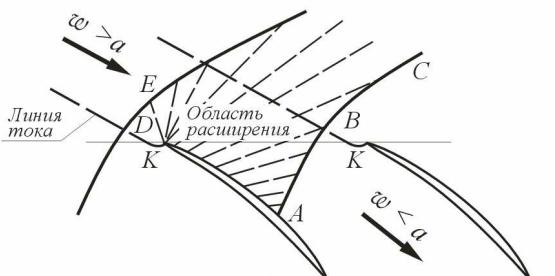


Рис. 3.18. Структура потока в компрессорной решетке при $M_{w1} > 1$ и $M_{w2} < 1$

3.11. ОСОБЕННОСТИ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ СТУПЕНЕЙ ТРДД С БОЛЬШОЙ СТЕПЕНЬЮ ДВУХКОНТУРНОСТИ

В настоящее время для военно-транспортных самолетов применяются в основном ТРДД с большой степенью двухконтурности. В таких ТРДД оптимальная (с точки зрения экономичности) степень повышения давления в вентиляторе находится обычно в пределах 1,6...1,8. Такие значения степени повышения давления воздуха вполне могут быть получены в одноступенчатом трансзвуковом вентиляторе с $u_k = 410 \dots 460 \text{ м/с}$, что и реализуется в этих двигателях. Но при малых относительных диаметрах втулки, характерных для рабочих колес таких вентиляторов ($\bar{d} = 0,3 \dots 0,35$), окружная скорость в корневом сечении лопаток получается низкой (не более 150...170 м/с), что затрудняет выполнение ступени с постоянной по радиусу работой $L_u = u \Delta w_u$, так как для этого потребовалось бы обеспечить высокое значение закрутки Δw_u и соответственно недопустимо большое значение угла поворота потока в РК. Поэтому вентиляторы ТРДД обычно выполняются с переменной по радиусу работой L_u , как показано на рис. 3.19, где приведена примерная схема вентилятора, подобная схемам вентиляторных ступеней двигателей Д-18Г, Д-36, ПС-90А и др., и типичная эпюра изменения L_u по радиусу РК.

Та часть потока воздуха за РК, где L_u изменяется по радиусу, обычно направляется во внутренний контур двигателя. И при этом изменение работы, подведенной к воздуху на разных радиусах, выравнивается либо в первых ступенях компрессора внутреннего контура, либо в так называемых **подпорных ступенях**, РК которых располагаются на одном валу с РК вентилятора, а профили лопаток подобраны так, чтобы значение L_u уменьшалось по мере увеличения радиуса.

Отметим еще некоторые характерные особенности таких ступеней.

а) Лопатки направляющего (спрямляющего) аппарата за той частью РК, воздух из которой подается в наружный контур, для снижения шума, создаваемого вентилятором, располагаются на значительном удалении от лопаток РК.

б) Лопатки РК с целью уменьшения их массы (при большом диаметре) часто выполняются с большим удлинением $\bar{h}_k = h_k / b_k = 3,5 \dots 4,5$. При таких удлинениях лопатки становятся недостаточно жесткими и в них могут возникать недопустимо большие вибрационные напряжения. Для устранения таких явлений рабочие лопатки вентиляторов, имеющие большие удлинения, выполняются с антивибрационными полками (см. 4 на рис. 3.19), расположеными на 55...65 % высоты лопаток.

Рабочие лопатки с большим удлинением и соответственно с антивибрационными полками применяются не только в вентиляторах ТРДД с большой степенью двухконтурности, но и некоторых ТРДД с умеренной и даже малой степенью двухконтурности (например, в двигателях Д-30КП и АЛ-31Ф). Однако исследования последних лет показали, что если выполнить лопатки РК (в одноступенчатом вентиляторе или в первых ступенях многоступенчатого вентилятора) с существенно меньшим удлинением (т.е. с существенно большей хордой), то вибрации не возникают, т.е. можно обойтись без антивибрационных полок. Такие лопатки получили название **широкохордных**. И при этом:

- отсутствие антивибрационных полок и связанных с их обтеканием вязкостных и волновых потерь позволяет на 2...3 % увеличить КПД ступени;

- рабочие лопатки с большей хордой менее чувствительны к повреждению посторонними предметами, которые могут попасть в их проточную часть;

- при тщательном выборе параметров таких

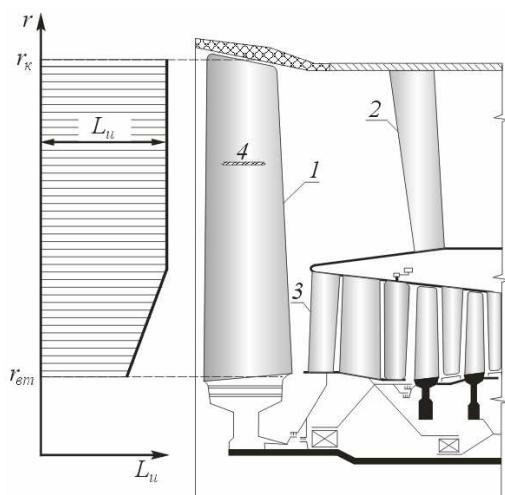


Рис. 3.19. Схема ступени вентилятора ТРДД с большой степенью двухконтурности:
1 – лопатки РК; 2 – лопатки НА наружного контура; 3 – лопатки НА внутреннего контура; 4 – антивибрационные полки

ступеней масса вентилятора оказывается почти такой же, как и при большом удлинении с применением антивибрационных полок.

3.12. СХЕМА И ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА

На рис. 3.20 показана **схема центробежной компрессорной ступени**. Основными элементами ступени являются рабочее колесо *А* и диффузор *Б*, а характерными сечениями воздушного тракта – сечение 1–1 перед рабочим колесом, сечение 2–2 за ним, сечение 2'–2' на входе в лопаточный диффузор и сечение 3–3 на выходе из диффузора. За диффузором может быть установлен выходной канал *В* или выходные патрубки, обеспечивающие поворот выходящего из диффузора потока в нужную сторону (например, из радиального в осевое направление). На рис. 3.20 показаны также характерные размеры ступени: $D_{\text{вт1}}$, $D_{\text{к1}}$, D_2 и D_3 .

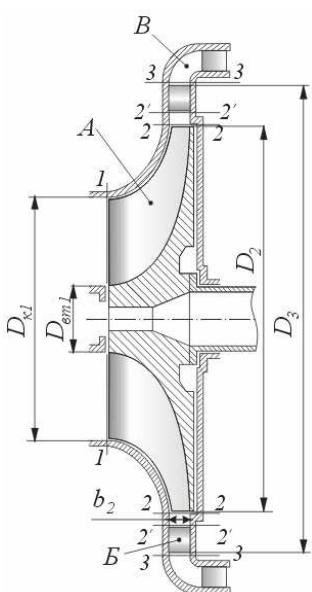


Рис. 3.20. Схема центробежной компрессорной ступени

Течение воздуха в колесе. Рабочее колесо обычно представляет собой диск, на торцевой поверхности которого расположены рабочие лопатки сложной формы (рис. 3.21). Вектор абсолютной скорости на входе в рабочее колесо обычно имеет малые радиальные составляющие и поэтому для анализа особенностей течения воздуха на входе поверхности тока в сечении 1–1 (на рис. 3.20) можно принять цилиндрическими.

Рассечем колесо цилиндрической поверхностью *А-А*, расположенной, например, на среднем радиусе входного сечения (рис. 3.22, а). Разворотка этого сечения на плоскость будет иметь вид, показанный на рис. 3.22, б. Там же показаны векторы абсолютной c_1 , переносной u_1 и относительной w_1 скоростей воздуха, образующие треугольник скоростей на входе в колесо для случая осевого

входа. Направление передних кромок лопаток рабочего колеса на расчетном режиме работы компрессора во избежание срыва потока должно быть близким к направлению вектора w_1 , которое характеризуется углом β_1 .

Сразу после входа в межлопаточный канал колеса воздушный поток, следуя изгибу его стенок, поворачивается так, что вектор относительной скорости w оказывается направленным почти параллельно оси ступени (см. рис. 3.22, δ). На этом участке рабочего колеса течение воздуха аналогично течению в колесе осевого компрессора – вследствие увеличения поперечного сечения межлопаточного канала относительная скорость воздуха уменьшается, а давление растет. Затем поток воздуха, двигаясь по межлопаточным каналам колеса, поворачивается из осевого направления в радиальное. Обычно на этом участке рабочего колеса значение относительной скорости потока почти не изменяется.

После указанных двух поворотов воздушный поток движется в радиальном направлении, вовлекаясь одновременно лопатками рабочего колеса во вращательное движение с окружной скоростью, возрастающей по мере удаления от оси вращения. Наиболее распространенная в авиационных ГТД форма межлопаточных каналов в этой части рабочего колеса соответствует радиальному или близкому к радиальному расположению лопаток. Среднее (по поперечному сечению канала) значение относи-

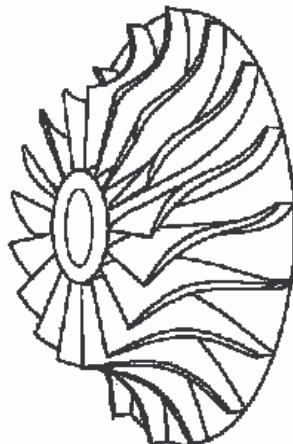


Рис. 3.21. Рабочее колесо центробежной ступени

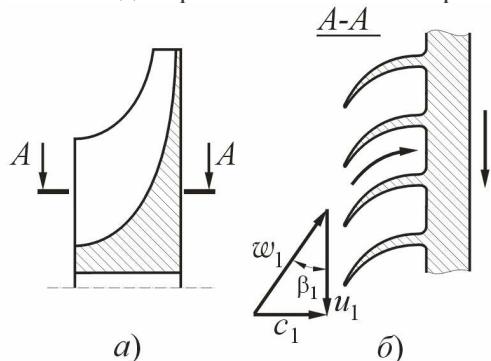


Рис. 3.22. Сечение лопаток и треугольник скоростей на входе в РК центробежной ступени

тельной скорости потока воздуха w_{cp} здесь обычно почти не изменяется, так как увеличение ширины канала (расстояния между соседними лопатками) сопровождается уменьшением его высоты (т. е. осевого размера) по мере удаления от оси. Однако, несмотря на постоянство w_{cp} , давление воздуха растет по радиусу, так как движение его частиц происходит здесь в поле действия центробежных сил. Одновременно возрастает и абсолютная скорость воздуха. При этом характерным является существенно неравномерное распределение местных значений относительной скорости w по поперечному сечению межлопаточного канала. Воздух, текущий по каналу, участвует одновременно как бы в двух движениях (рис. 3.23). С одной стороны, он течет от центра к периферии колеса. Соответствующая этому движению эпюра относительных скоростей (для колеса с радиальными лопатками) изображена на рис. 3.23, *а*. С другой стороны, масса воздуха, вошедшая в межлопаточный канал и не имевшая до этого (при осевом входе) момента количества движения относительно своего центра массы, будет по инерции стремиться сохранять этот нулевой момент (в абсолютном движении воздуха) и в последующем.

Вследствие этого в относительном движении в межлопаточном канале должно возникнуть **циркуляционное течение** со скоростью w_{ζ} в направлении, обратном направлению вращения колеса, как показано на рис. 3.23, *б*. В результате сложения этих двух движений действительное распределение относительных скоростей воздуха в канале должно иметь характер, близкий к показанному на рис. 3.23, *в*.

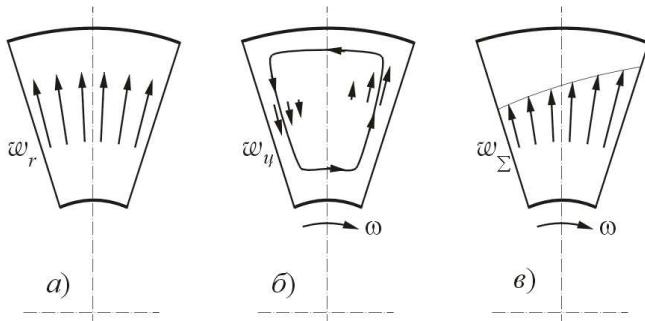


Рис. 3.23. Эпюры относительной скорости воздуха в межлопаточном канале РК центробежной ступени: *а*) - основное течение; *б*) - циркуляционное течение; *в*) - суммарное течение

Неравномерное распределение скоростей приводит к неравномерному распределению давлений в канале. У набегающей на поток стенки лопатки (левой на рис. 3.23), где w имеет наименьшее значение, давление соответственно оказывается повышенным, а у противоположной стенки – пониженным. Аналогичное распределение давлений наблюдается и в соседних каналах. Следовательно, на каждой лопатке колеса возникает разность давлений, создающая момент сопротивления вращению, для преодоления которого необходимо приложить соответствующий момент (от внешнего источника мощности) к валу рабочего колеса.

На выходе из колеса средняя относительная скорость воздуха w_2 вследствие влияния инерционного циркуляционного движения (см. рис. 3.23, б) будет, очевидно, направлена не точно вдоль лопаток (по радиусу), а с некоторым отклонением в сторону, противоположную направлению вращения колеса. Сложив вектор w_2 с вектором окружной скорости колеса в этом сечении u_2 , можно определить абсолютную скорость c_2 . При этом возможны различные случаи, показанные на рис. 3.24.

Если лопатки рабочего колеса расположены (на выходе из него) радиально, то треугольник скоростей u_2 , w_2 и c_2 будет иметь вид, показанный на рис. 3.24, б. При этом, как видно из этого треугольника скоростей, значение c_2 оказывается близким к значению окружной скорости колеса u_2 .

Но в некоторых конструкциях центробежных ступеней рабочие лопатки в выходной части рабочего колеса располагаются не по радиусам, а с отклонением от радиального направления в сторону, противоположную направлению вращения колеса (рис. 3.24, а). При этом наблюдается аналогичная картина, но угол β_2 , который в ступени с радиальными лопатками был близок к 90° , существенно уменьшается. Одновременно уменьшается и значение c_2 при данном значении u_2 , что облегчает задачу последующего торможения выходящего из колеса воздушного потока и тем самым способствует повышению КПД ступени.

В принципе возможно выполнение ступени с лопатками, обеспечивающими получение $\beta_2 > 90^\circ$, как показано на рис. 3.24, в. Однако на практике такие ступени применяются редко.

Течение воздуха в диффузоре. Воздух, вышедший из колеса со скоростью c_2 , поступает далее в диффузор. При этом, в отличие от осевой ступени, параметры воздушного потока в зазоре между рабочим колесом и лопатками диффузора не остаются неизменными. Если пренебречь влиянием трения о стенки диффузора, то момент количества движения каждой частицы воздушного потока относительно оси ступени при его свободном течении в этом зазоре должен оставаться неизменным. Поэтому, если Δm – масса частицы, c_u – окружная составляющая её абсолютной скорости и r – текущий радиус, то $\Delta m c_u r = \text{const}$ или $c_u r = \text{const}$, т.е. $c_u = \text{const} / r$. Следовательно, окружная составляющая, а вместе с ней и абсолютное значение скорости воздуха в рассматриваемом зазоре уменьшаются по мере увеличения радиуса, что сопровождается соответствующим увеличением давления.

Таким образом, даже при отсутствии за колесом спрямляющих поток лопаток можно организовать торможение воздушного потока, выходящего с большой скоростью из колеса, направив его в пространство между двумя кольцевыми поверхностями (стенками). Поэтому участок между сечениями 2–2 и 2–2' (см. рис. 3.20) получил название **“безлопаточный диффузор”**. (Можно показать, что в таком диффузоре возможен переход от сверхзвуковой скорости к дозвуковой без образования скачка уплотнения).

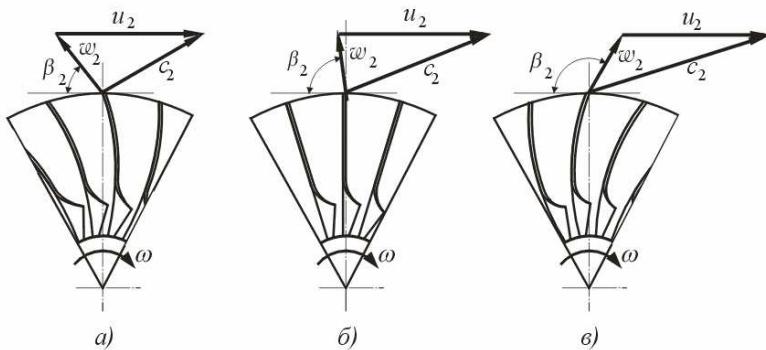


Рис. 3.24. Треугольники скоростей на выходе из РК центробежной ступени:

- а)* – с лопатками, загнутыми против направления вращения РК;
- б)* – с радиальными лопатками; *в)* – с лопатками, загнутыми по направлению вращения РК

Однако в безлопаточном диффузоре уменьшение скорости происходит сравнительно медленно (примерно обратно пропорционально радиусу), что приводит к необходимости выполнять его с увеличенными диаметральными габаритными размерами и сопровождается большими потерями на трение воздуха о стенки. Для более эффективного торможения потока, выходящего из колеса, в центробежных ступенях (компрессорах) авиационных ГТД обычно применяют **лопаточные диффузоры**, работающие аналогично направляющим аппаратам осевых ступеней. Примерный вид межлопаточных каналов лопаточного диффузора при рассечении его плоскостью, нормальной к оси вращения колеса ступени, показан на рис. 3.25. В некоторых конструкциях для уменьшения габаритных размеров центробежной ступени канал диффузора выполняется криволинейным с частичным или полным поворотом потока в нем из радиального направления в осевое.

При течении воздуха в выходном канале или выходных патрубках ступени (за диффузором) его давление уже практически не изменяется.

В одной центробежной ступени при равных значениях окружной скорости на внешнем диаметре колеса можно получить значительно большее повышение давления воздуха, чем в осевой ступени, благодаря благоприятному эффекту действия центробежных сил в направлении движения воздушного потока в рабочем колесе. Но в то же время (в отличие от осевой ступени) ее диаметр намного превышает диаметр входа в колесо, определяемый в основном потребным объемным расходом воздуха. Кроме того, поворот потока в колесе из осевого направления в радиальное и последующий обратный поворот в направление, близкое к осевому, в выходном канале (или в самом диффузоре) приводят к повышенным гидравлическим потерям.

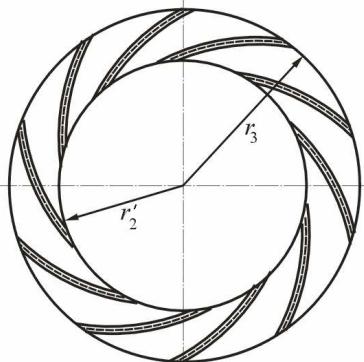


Рис. 3.25. Лопаточный диффузор со средними линиями профилей в виде дуг окружностей

Указанные недостатки центробежной ступени могут быть в значительной степени смягчены в так называемой **диагональной ступени**, схема проточной части которой показана на рис. 3.26. По своим параметрам и принципу работы она занимает промежуточное положение между осевой и центробежной ступенями. Сжатие воздуха в ее рабочем колесе происходит как вследствие уменьшения относительной скорости воздуха в межлопаточных каналах, так и в результате работы центробежных сил, совершающей при перемещении частиц воздуха в колесе от центра к периферии (по коническим поверхностям тока). Но доля этой работы в общей работе сжатия воздуха в колесе здесь меньше, чем в центробежной ступени. Это снижает возможные значения степени повышения давления воздуха в такой ступени. Но зато меньшее отклонение основного направления течения воздуха от осевого позволяет уменьшить диаметральные габаритные размеры ступени и получить более высокие значения ее КПД. Направляющий аппарат (диффузор) в диагональной ступени по своему принципу работы и устройству мало отличается от рассмотренного выше направляющего аппарата осевой ступени.

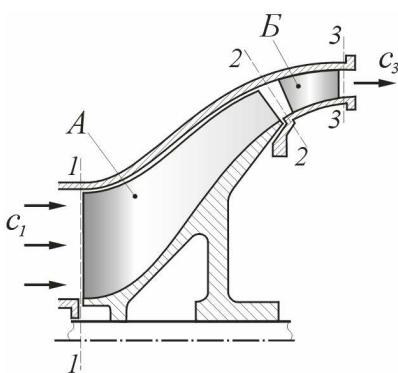


Рис. 3.26. Схема диагональной ступени компрессора:
А - рабочее колесо;
Б - лопаточный диффузор

3.13. РАБОТА ВРАЩЕНИЯ КОЛЕСА И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ СТУПЕНИ

Работа, затрачиваемая на вращение колеса. В центробежной или диагональной ступени поверхности тока всегда существенно отличаются от цилиндрических. Поэтому работа, сообщаемая воздуху при его движении по данной поверхности тока, т.е. затрачиваемая на вращение элемента колеса ступени, должна определяться с учетом того, что её радиус на выходе из колеса существенно больше, чем на входе, т.е. по формуле (3.3)

$$L_u = c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1.$$

Работа, затрачиваемая на вращение колеса, для ступени в целом может быть определена, как и для осевой ступени, путем интегрирования, т.е. с использованием формулы (3.4)

$$L_{ct} = \frac{1}{G_B} \int_0^{G_B} L_u dG.$$

Но при этом надо учитывать три обстоятельства. Во-первых, для центробежной ступени входящее в формулу (3.3) значение u_2 для всех струек потока воздуха с расходом dG , проходящих через рабочее колесо, одинаково. Во-вторых, $u_2 \gg u_1$ и $c_{2u} \gg c_{1u}$. Поэтому правая часть равенства, выражаемого формулой (3.3), практически одинакова и равна $c_{2u} u_2 - (c_{1u} u_1)_{cp}$. Наконец, на вращение рабочего колеса ступени, кроме величины, определяемой формулой (3.4), приходится дополнительно затрачивать работу на преодоления трения о воздухе, возникающего при вращении элементов конструкции ступени, расположенных вне проточной части. В осевых ступенях эта дополнительная работа пренебрежимо мала. Но в центробежных ступенях ею пренебречать нельзя, так как в зазоре между наружной поверхностью (диском) рабочего колеса A (см. рис. 3.20) и примыкающей к ней неподвижному диску (справа на рис. 3.20) возникает довольно большая сила вязкостного трения. Связанная с ним дополнительная работа называется **работой трения диска** и обозначается L_{r_d} . Таким образом, для центробежной ступени

$$L_{\text{ст}} = c_{2u} u_2 - (c_{1u} u_1)_{\text{ср}} + L_{r \text{ д}}, \quad (3.27)$$

где по экспериментальным данным

$$L_{r \text{ д}} = \alpha u_2^2, \quad (3.28)$$

причем $\alpha = 0,03 \dots 0,06$.

Геометрические параметры ступени. Основными геометрическими параметрами центробежных ступеней являются (см. рис. 3.20 и рис. 3.24).

- относительный диаметр втулки на входе в рабочее колесо $\bar{d} = D_{\text{вт1}}/D_{\text{к1}}$ (обычно 0,3…0,5);
- относительный диаметр входа в рабочее колесо $\bar{D}_1 = D_1/D_2$ (0,5…0,7);
- относительный диаметр входа в лопаточный диффузор $\bar{D}'_2 = D'_2/D_2$, где D'_2 – диаметр кольцевого сечения входа в лопаточный диффузор (обычно 1,05…1,1);
- относительный диаметр выхода из диффузора $\bar{D}_3 = D_3/D_2$ (1,15…1,3);
- относительная ширина колеса на выходе $\bar{b}_2 = b_2/D_2$ (0,04…0,08);
- конструктивный (лопаточный) угол выхода потока из рабочего колеса $\beta_{2\text{л}}$, равный обычно 65…90 градусов.

Газодинамические и кинематические параметры центробежной ступени в основном те же, которые были указаны выше для осевой ступени. Но их численные значения оказываются часто существенно иными, чем у осевых ступеней. Так, степень повышения давления в одной центробежной ступени может достигать значений $\pi_{\text{ст}}^* = 6 \dots 8$ и более. Это связано прежде всего с тем, что коэффици-

ент нагрузки $\mu_{\text{ст}} = \frac{L_{\text{ст}}}{u_2^2}$ у центробежных ступеней существенно выше, чем соответствующий коэффициент у осевых ступеней, и может достигать значений 0,78…0,92, т.е. быть в 3…4 раза больше,

чем у осевых ступеней. Кроме того, значение u_2 у центробежных ступеней обычно существенно превышает значения u_{2cp} для осевых ступеней, что и позволяет (вместе с более высокими значениями μ_{ct}) достичь указанных значений π_{ct}^* . Но коэффициент полезного действия центробежных ступеней обычно несколько ниже, чем осевых, и составляет $\eta_{ct}^* = 0,8\dots 0,83$.

Г л а в а 4

МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ КОМПРЕССОРЫ

4.1. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА (КАСКАДА) И ИХ СВЯЗЬ С ПАРАМЕТРАМИ СТУПЕНИЙ

Как отмечалось в главе 3, многоступенчатый осевой компрессор состоит из ротора, представляющего собой несколько рабочих колес, получающих вращение от одного вала, и статора, состоящего, в свою очередь, из нескольких венцов лопаток направляющих аппаратов, закрепленных в общем корпусе. Пример одного из возможных вариантов конструктивного выполнения ротора и статора осевого компрессора показан на рис. 4.1. В ряде случаев компрессор конструктивно разбивается на две-три расположенные друг за другом группы ступеней (два-три **каскада**), которые приводятся во вращение отдельными турбинами. Процесс сжатия воздуха в каскаде и параметры каскада в принципе таковы же, как и для однокаскадного компрессора, а процесс сжатия воздуха в многокаскадном компрессоре сводится к последовательно протекающим процессам сжатия в его каскадах. Поэтому в данной главе под термином "компрессор" будет подразумеваться однокаскадный компрессор или каскад многокаскадного компрессора (если нет оговорок).

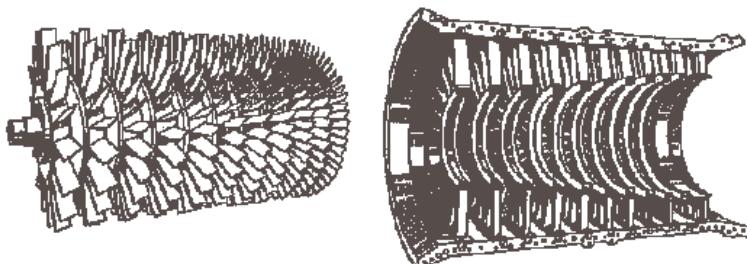


Рис.4.1. Ротор и статор осевого компрессора:
а) – ротор, б) – статор (разъем)

На рис. 4.2 приведена схема (разрез) многоступенчатого осевого компрессора с указанием обозначений характерных сечений проточной части, которые будут использованы в дальнейшем. Здесь ω – сечение на входе в компрессор; k – сечение на выходе из компрессора; $I, II, III, \dots, i, \dots, Z$ – сечения на входе в первую, вторую, третью, i -тую и последнюю ступени. Сечение ω располагается перед входным направляющим аппаратом (ВНА) или перед рабочим колесом первой ступени, если ВНА отсутствует (в последнем случае сечение ω совпадает с сечением I). Сечение k располагается на выходе из последней ступени. В этом сечении воздушный поток обычно не имеет значительной окружной составляющей скорости, так как это могло бы привести к увеличению потерь в установленных за компрессором элементах воздушного тракта двигателя (вследствие потери кинетической энергии этой составляющей из-за её затухания под действием сил вязкости). В некоторых компрессорах для уменьшения этих потерь при спрямлении потока на выходе дополнительно устанавливается еще один направляющий ("спрямляющий") аппарат. В этом случае сечение k располагается за этим аппаратом.

Все параметры, относящиеся к произвольно взятой ступени компрессора, будут снабжаться индексом " i ". Число ступеней будем обозначать символом z . В авиационных ГТД в большинстве случаев применяются осевые компрессоры (каскады) с числом ступеней от 3-х до 10-ти. Вентиляторы двухконтурных ТРД имеют обычно от одной до четырех ступеней.

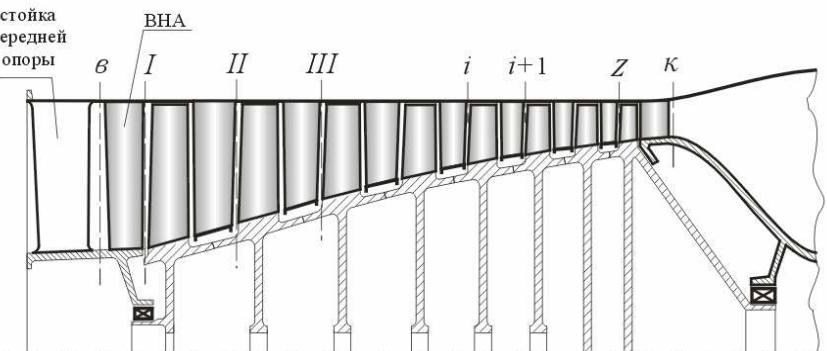


Рис.4.2. Схема многоступенчатого осевого компрессора

Основными параметрами многоступенчатого компрессора (большинство которых аналогично параметрам ступени) являются следующие.

а) Степень повышения давления

$$\pi_k^* = \frac{p_k^*}{p_b^*}; \quad (4.1)$$

б) Адиабатная работа сжатия (повышения давления)

$$L_{\text{ад.к}}^* = \frac{k}{k-1} R T_b^* \left(\pi_k^* \frac{k-1}{k} - 1 \right); \quad (4.2)$$

в) Работа, затрачиваемая на вращение ротора

$$L_k = c_p (T_k^* - T_b^*) = \frac{k}{k-1} R (T_k^* - T_b^*); \quad (4.3)$$

г) КПД компрессора

$$\eta_k^* = \frac{L_{\text{ад.к}}^*}{L_k}, \quad (4.4)$$

который с учетом формул (4.1) и (4.2) может быть записан как

$$\eta_k^* = \frac{e_k^* - 1}{\tau_k^* - 1}, \quad (4.5)$$

где обозначено $e_k^* = \pi_k^* \frac{k-1}{k} = \frac{T_{\text{к.ад}}^*}{T_b^*}$ и $\tau_k^* = \frac{T_k^*}{T_b^*}$.

Как и в ступени компрессора, этот КПД учитывает снижение $L_{\text{ад.к}}^*$ по сравнению с работой L_k , затраченной на вращение компрессора, из-за наличия гидравлических потерь.

д) Расход воздуха через компрессор G_b :

Работу, затрачиваемую на вращение компрессора (его ротора), можно представить с учетом формулы (4.5) и как

$$L_k = c_p (T_k^* - T_b^*) = c_p T_b^* (\tau_k^* - 1) = c_p T_b^* \frac{e_k^* - 1}{\eta_k^*}, \quad (4.6)$$

а безразмерная величина

$$l_{\kappa} = \frac{L_{\kappa}}{c_p T_{\text{в}}^*} = \frac{e_{\kappa}^* - 1}{\eta_{\kappa}^*} \quad (4.7)$$

называется (условно) **приведенной работой компрессора**.

Кроме указанных, могут рассматриваться также следующие параметры компрессора, значения которых характеризуют свойства компрессора на его расчетном режиме.

е) **Средний коэффициент нагрузки ступеней компрессора** μ_{κ} , равный (по аналогии с коэффициентом нагрузки ступени)

$$\mu_{\kappa} = \frac{L_{\kappa}}{\sum_{i=1}^z u_{\text{ср}i}^2} ; \quad (4.8)$$

ж) **Удельная производительность** G_F , равная отношению расхода воздуха к лобовой площади входа в компрессор

$$G_F = \frac{G_{\text{в}}}{F_{\text{лоб}}}, \text{ где } F_{\text{лоб}} = \pi \frac{D_{\kappa I}^2}{4}.$$

Удельная производительность определяется параметрами первой ступени компрессора. Из формулы (1.4) следует, что расход воздуха через сечение $в$ равен

$$G_{\text{в}} = m \frac{p_{\text{в}}^*}{\sqrt{T_{\text{в}}^*}} F_{\text{в}} q(\lambda_{\text{в}}), \quad \text{где} \quad F_{\text{в}} = \frac{\pi D_{\kappa I}^2}{4} \left(1 - \bar{d}_I^2\right),$$

причем для воздуха $m = 0,0404$, а расчетными условиями на входе в компрессор обычно считаются:

$$p_{\text{в}}^* = 760 \text{ мм рт. ст.} = 101300 \text{ Па} \quad \text{и} \quad T_{\text{в}}^* = 288 \text{ К} (+15^{\circ} \text{C}).$$

Тогда

$$G_F = 241,2 q(\lambda_{\text{в}}) \left(1 - \bar{d}_I^2\right). \quad (4.9)$$

У современных авиационных компрессоров в первой ступени $q(\lambda_{\text{в}})$ достигает значений $0,85 \dots 0,9$ при $\bar{d}_I = 0,3 \dots 0,4$ и тогда величина G_F достигает $170 \dots 190 \frac{\text{кг/с}}{\text{м}^2}$.

Рассмотрим далее **взаимосвязь между основными параметрами компрессора и параметрами входящих в него ступеней** при условии, что расход воздуха через все ступени одинаков.

а) **Степень повышения давления воздуха в компрессоре**, очевидно, равна произведению степеней повышения давления во всех его ступенях

$$\pi_k^* = \pi_{ctI}^* \cdot \pi_{ctII}^* \cdots \pi_{ctz}^* . \quad (4.10)$$

При наличии ВНА π_{ctI}^* должно определяться здесь как p_{II}^* / p_{I}^* . (Степень повышения давления в многокаскадном компрессоре принято обозначать $\pi_{k\Sigma}^*$).

б) **Работа, затрачиваемая на вращение компрессора**, равна сумме работ вращения его ступеней

$$L_k = \sum_{i=1}^z L_{cti} . \quad (4.11)$$

в) **КПД компрессора связан с КПД его ступеней** следующим образом.

Так как согласно (4.4) и (3.12) $L_k = \frac{L_{ad,k}^*}{\eta_k^*}$ и $L_{cti} = \frac{L_{ad,cti}^*}{\eta_{cti}^*}$,

то в соответствии с (4.11)

$$\frac{L_{ad,k}^*}{\eta_k^*} = \sum_{i=1}^z \frac{L_{ad,cti}^*}{\eta_{cti}^*} ,$$

откуда

$$\eta_k^* = \frac{L_{ad,k}^*}{\sum_{i=1}^z \frac{L_{ad,cti}^*}{\eta_{cti}^*}} . \quad (4.12)$$

Если КПД всех ступеней принять одинаковым и равным некоторому среднему их значению η_{ct0}^* , то в соответствии с (4.12)

$$\eta_k^* = \eta_{ct0}^* \frac{\sum_{i=1}^z L_{ad,ct}^*}{\sum L_{ad,ct}^*} . \quad (4.13)$$

Из формулы (4.13) следует, что **КПД компрессора меньше среднего значения КПД его ступеней**.

Для доказательства этого утверждения рассмотрим процесс сжатия воздуха в трехступенчатом компрессоре (рис. 4.3). Точки *I*, *II*, *III* изображают здесь состояние воздуха на входе в первую, вторую и третью ступени. Линия *I* – K_{ad} изображает процесс адиабатного сжатия воздуха во всем компрессоре. Линия *I* – K – действительный процесс сжатия. В то же время процессы адиабатного сжатия для второй и третьей ступеней при тех значениях давления и плотности воздуха, которые в действительности имеют место на входе в эти ступени, изображаются линиями *II* – *III'* и *III* – K' . Как видно из рисунка, сумма адиабатных работ сжатия воздуха во всех трех ступенях оказывается больше адиабатной работы компрессора на величину, эквивалентную заштрихованной на рис. 4.3 площади. Аналогичный вывод получается и при сравнении адиабатных работ компрессора и суммы адиабатных работ его ступеней в параметрах заторможенного потока. Соответственно, как следует из формулы (4.13), η_k^* оказывается меньше η_{ct0}^* .

Этот результат является следствием **теплового сопротивления** в многоступенчатом компрессоре и связан с тем, что температура воздуха на входе в каждую последующую ступень оказывается выше, чем она была бы при отсутствии гидравлических потерь в предыдущей ступени. А это приводит к увеличению потребной работы сжатия воздуха в последующей ступени.

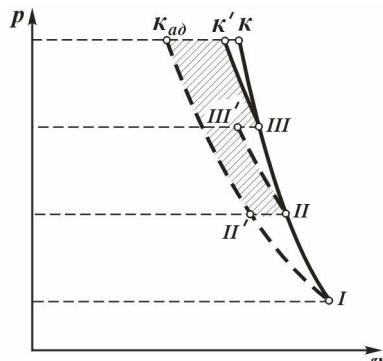


Рис.4.3. Процесс сжатия воздуха в трехступенчатом компрессоре

Приближенно связь между КПД компрессора η_k^* и средним значением КПД его ступеней $\eta_{\text{ст}0}^*$ может быть определена с помощью формулы (вывод которой здесь не приводится)

$$\eta_k^* = \frac{\frac{\pi_k^{* \frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{k-1}{k} \cdot 1}}{\pi_k^{* \frac{k}{k} \cdot \eta_{\text{ст}0}^*} - 1} \quad (4.14)$$

В однокаскадных компрессорах современных авиационных ГТД или в их отдельных каскадах при расчетной частоте вращения степень повышения давления π_k^* колеблется в широких пределах от 1,7...4 в вентиляторах ТРДД до 10-ти и более в зависимости от типа двигателя и от места установки компрессора в нем. Средний коэффициент нагрузки ступеней μ_k в осевых компрессорах ГТД обычно равен 0,25...0,35. КПД компрессоров с дозвуковыми ступенями обычно достигает 0,86...0,88, а с трансзвуковыми – 0,82...0,84.

4.2. ФОРМЫ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА (КАСКАДА)

При одинаковом расходе воздуха через все ступени компрессора увеличение плотности воздуха по мере сжатия его в отдельных ступенях должно сопровождаться согласно уравнению неразрывности (1.2) либо снижением осевой скорости, либо уменьшением площади проточной части (за счет увеличения относительного диаметра втулки).

Снижение осевой скорости в последних ступенях компрессора невыгодно, поскольку, как следует из формулы (3.24), это повлечет за собой (при данных углах β_1 и β_2 , т.е. при данных параметрах решетки рабочего колеса) пропорциональное снижение закрутки воздуха в колесе Δw_u и соответственно $L_u = u \Delta w_u$, т.е. в конечном счете к снижению адиабатной работы сжатия воздуха в каждой из этих ступеней. Поэтому для достижения заданной величины π_k^* (и соответственно $L_{\text{ад},k}^*$) придется увеличивать число ступеней.

С другой стороны, увеличение \bar{d} (уменьшение высоты лопаток) приводит к увеличению доли концевых потерь, и, как следствие, к снижению КПД ступени, которое становится особенно существенным при $\bar{d} > 0,85...0,9$. С этой точки зрения, наоборот, выгодно уменьшать осевую скорость воздуха к выходу из компрессора, чтобы (при данном расходе воздуха) увеличить высоту лопаток. Уменьшение c_a в последних ступенях компрессоров ГТД диктуется также необходимостью иметь умеренные скорости на входе в расположенную за компрессором (его последним каскадом) камеру сгорания. Поэтому обычно при проектировании авиационных компрессоров принимается компромиссное решение, когда при переходе от первых к последним ступеням одновременно уменьшаются и высота лопаток, и осевая скорость воздуха.

Обычно в авиационных компрессорах скорость воздуха на выходе из последней ступени равна 120...180 м/с. Более высокие значения относятся здесь к компрессорам с небольшой степенью повышения давления или с большим расходом воздуха, у которых лопатки последних ступеней получаются достаточно длинными и при повышенных значениях c_a .

Уменьшение высоты лопаток от ступени к ступени может достигаться либо путем увеличения внутреннего диаметра, либо за счет уменьшения наружного диаметра рабочих колес и направляющих аппаратов, либо, наконец, одновременным изменением обоих диаметров. Возможные формы проточной части многоступенчатых компрессоров (каскадов) показаны на рис. 4.4. По конструктивным и технологическим соображениям наиболее удобными являются схемы, в которых либо наружный, либо внутренний диаметр у всех ступеней остается одинаковым (схемы a и δ). В схеме a (с постоянным наружным диаметром) средний радиус постепенно возрастает от ступени к ступени, что позволяет получить благодаря большим окружным скоростям (и, следовательно,

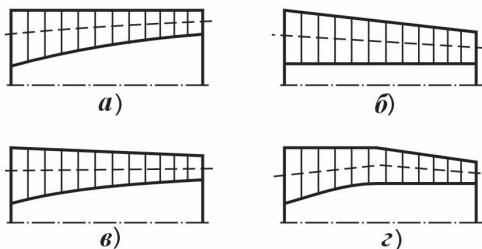


Рис.4.4. Возможные схемы проточной части многоступенчатого компрессора

более высоким значениям L_u) более высокую адиабатную работу сжатия в каждой из средних и последних ступеней, чем для схемы b (при одинаковых параметрах первой ступени), и за счет этого уменьшить потребное число ступеней. Вместе с тем, при одних и тех же значениях G_b и π_k^* (и при одинаковой скорости на входе) в схеме a высота лопаток в последних ступенях получается (из-за большего среднего диаметра) заметно меньшей, чем в схеме b , что неблагоприятно сказывается на КПД последних ступеней. Кроме того, несмотря на уменьшение числа ступеней в схеме a (по сравнению со схемой b), масса компрессора уменьшается при этом не очень сильно, так как последние ступени в схеме a получаются более тяжелыми из-за большего их диаметра. Таким образом, каждая из этих схем имеет свои достоинства и недостатки.

В компрессорах авиационных ГТД часто применяются компромиссные схемы, в которых уменьшение высоты лопаток достигается одновременным уменьшением наружного диаметра и увеличением внутреннего диаметра ступеней. При этом средний диаметр ступеней либо остается примерно постоянным (схема c) или, чаще, в первых ступенях используется главным образом увеличение D_{bt} , а в последних – уменьшение D_k (схема z).

4.3. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОТЫ СЖАТИЯ ВОЗДУХА МЕЖДУ СТУПЕНИЯМИ КОМПРЕССОРА (КАСКАДА)

В многоступенчатом осевом компрессоре работа, подводимая к воздуху, и соответственно работа сжатия воздуха распределяется между его ступенями неравномерно. Типичное распределение адиабатной работы сжатия по ступеням каскада осевого компрессора представлено на рис. 4.5. В первых и в последних ступенях эта работа заметно снижена по сравнению с работой, приходящейся на каждую из средних ступеней. Такой характер распределения работы, закладываемый при проектировании компрессора, объясняется следующими соображениями:

а) Первая ступень имеет самое малое значение \bar{d} . Поэтому в то время как периферийные сечения ее лопаток обтекаются потоком с

высокими значениями чисел $M_{\omega 1}$, приводящие сечения имеют (особенно в однокаскадном компрессоре или в первом каскаде) существенно меньшую окружную скорость и, следовательно, для получения высоких значений $L_{\text{ад.ст}}^*$

(т.е. L_u) должны иметь большие значения $\Delta\omega_u$ [см. формулу (3.2)], т.е. большие углы поворота потока в решетке РК, что

может привести к срыву потока. В многокаскадном компрессоре это обстоятельство имеет особенно существенное значение для первого каскада.

б) На нерасчетных режимах углы атаки на рабочих лопатках первой ступени могут сильно возрасти (см. ниже гл. 5) и, кроме того, первые ступени наиболее подвержены влиянию различных возмущений входящего в компрессор потока, вызванных неравномерностью потока в тракте двигателя. Следовательно, в первых ступенях надо иметь повышенные запасы по углам атаки, т. е. по нагрузке решеток. Это относится прежде всего к однокаскадным компрессорам или к тому каскаду многокаскадного компрессора, который располагается непосредственно за воздухозаборником.

По этим причинам первые одну - две ступени приходится нагружать слабее остальных. В последующих ступенях, имеющих уже более высокие значения \bar{d} , нагрузка соответственно увеличивается.

в) В последних ступенях компрессора, как уже указывалось, L_u и соответственно $L_{\text{ад.ст}}^*$ приходится снижать из-за снижения осевой скорости воздуха. Кроме того, эти ступени из-за малой высоты лопаток (и поэтому более сильного влияния концевых потерь) обычно имеют пониженные значения КПД. Поэтому для повышения

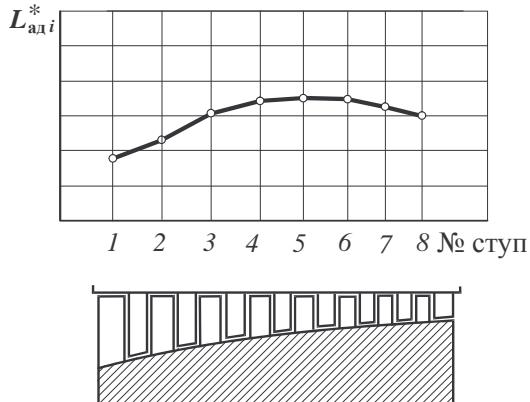


Рис.4.5. Типичное распределение работы сжатия воздуха между ступенями осевого компрессора

КПД всего компрессора целесообразно большую часть работы сжатия переложить на ступени, имеющие более длинные лопатки, т.е. на средние ступени.

В последнем каскаде двухкаскадного компрессора одноконтурного ГТД или в трехкаскадном компрессоре двухконтурного ТРД снижение нагрузки первых ступеней по сравнению с нагрузкой средних ступеней может не производиться.

При проектировании компрессора обеспечение желательного распределения работы сжатия воздуха между ступенями производится за счет подбора необходимых значений параметров компрессорных решеток РК и НА каждой ступени (углов поворота потока и др.) с тем,

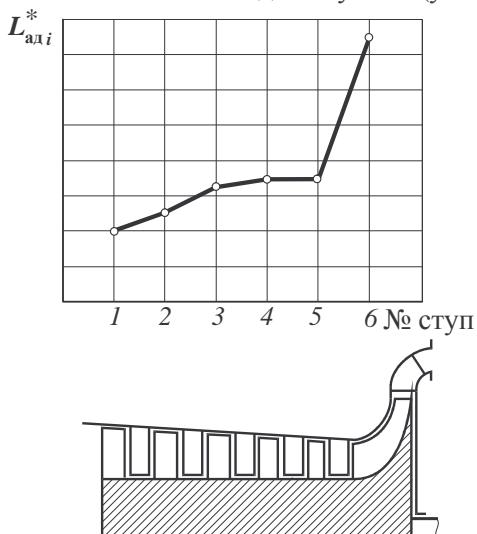


Рис.4.6. Примерное распределение работы сжатия воздуха между ступенями осецентробежного компрессора

пределение работы сжатия воздуха между ступенями приведено для этого случая на рис. 4.6.

чтобы получить (при данной окружной скорости) желательное значение L_u .

В осецентробежном компрессоре последняя (центробежная) ступень вследствие более высокого значения окружной скорости и существенного большего коэффициента нагрузки $\mu_{ст}$ имеет обычно в несколько раз более высокое значение эффективной и соответственно адиабатной работы, чем стоящие впереди нее осевые ступени. Поэтому на неё приходится значительно большая доля общей работы сжатия воздуха в компрессоре. Типичное рас-

Г л а в а 5

ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕССОРОВ И ИХ РЕГУЛИРОВАНИЕ

5.1. ОБЩИЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЯ О ХАРАКТЕРИСТИКАХ КОМПРЕССОРОВ И МЕТОДАХ ИХ ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Определение формы и размеров проточной части, необходимого числа ступеней, а также формы и углов установки лопаток производится в процессе газодинамического расчета компрессора (каскада) с целью получения заданных значений степени повышения давления π_k^* и расхода воздуха G_b при как можно более высоком значении КПД η_k^* для заданного режима его работы (скорости и высоты полета, частоты вращения), называемого **расчетным**. Соответствующие этому режиму значения π_k^* , η_k^* , G_b , частоты вращения и других показателей работы компрессора (каскада) также называются **расчетными**.

В условиях эксплуатации высота, скорость полета и частота вращения изменяются в широких пределах, что становится причиной значительного изменения π_k^* , η_k^* , G_b и т. д., а в некоторых случаях – появления неустойчивости в его работе. Поэтому возникает необходимость в определении указанных параметров и в проверке устойчивости работы компрессора на нерасчетных режимах. При этом для выбора рациональных условий работы компрессора в системе двигателя, для определения влияния различных условий эксплуатации на основные параметры, на устойчивость работы компрессора и т. п. необходимо располагать данными обо всей совокупности нерасчетных режимов работы компрессора, которые могут встретиться при эксплуатации двигателя. Это относится как к компрессору в целом, так и к его каскадам. В дальнейшем в данной гла-

ве под термином "компрессор" будет подразумеваться однокаскадный компрессор или отдельный каскад.

Взаимосвязь основных параметров компрессора (степени повышения давления π_k^* и КПД η_k^*) с частотой вращения n , расходом воздуха G_b и условиями на входе в него определяется с помощью **характеристики** компрессора.

Характеристика компрессора может быть получена либо расчетным путем, либо экспериментально. Взаимодействие лопаточных венцов и ступеней в многоступенчатом компрессоре на нерасчетных режимах работы носит весьма сложный характер. Поэтому точность расчетных методов определения характеристик компрессоров в настоящее время, несмотря на использование ЭВМ, еще не всегда отвечает потребностям практики и наиболее надежным способом получения характеристик является определение их в процессе испытания компрессоров на специальных стендах. Простейшая схема подобного стендса показана на рис. 5.1. Компрессор 2 приводится во вращение электродвигателем 5 через мультиплликатор 4. Воздух поступает в компрессор через коллектор 1, который имеет специально спрофилированный плавный вход для создания равномерного поля скоростей перед компрессором и используется одновременно для определения расхода воздуха путем измерения разности Δp_{bx} между полным и статическим давлением в коллекторе.

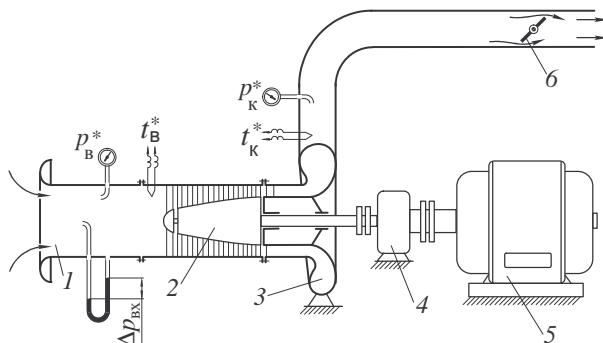
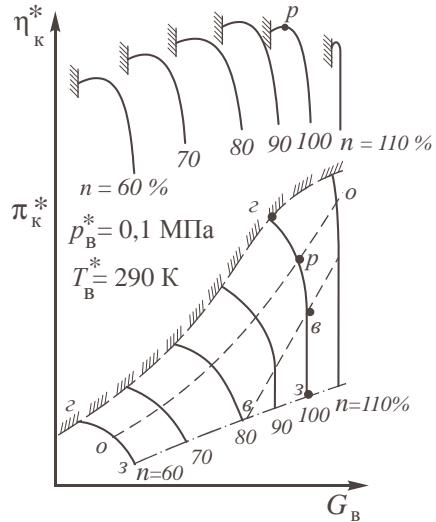


Рис .5.1. Схема стендса для экспериментального определения характеристики компрессора

Из компрессора воздух поступает в ресивер 3, за которым находится дроссельная заслонка 6, имитирующая сопротивление газового тракта двигателя. Надлежащим изменением мощности электродвигателя и положения дроссельной заслонки можно устанавливать на испытуемом компрессоре режимы с различными значениями частоты вращения n и расхода воздуха G_b . Стенд оснащается измерительной аппаратурой, позволяющей в процессе испытаний определять, помимо расхода воздуха и частоты вращения, также значения полных давлений и температур воздуха на входе и выходе — p_b^* , T_b^* , p_k^* , T_k^* . По этим величинам могут быть определены значения степени повышения давления π_k^* и КПД η_k^* . Более подробные сведения о методах испытаний компрессоров излагаются в специальной литературе.

По данным испытаний компрессора на подобном стенде строится его характеристика в виде зависимости степень повышения давления π_k^* и КПД η_k^* от расхода воздуха G_b при нескольких значениях частоты вращения n и при имевших место в процессе испытаний значениях p_b^* и T_b^* , как показано на рис. 5.2.

Рассмотрим характер изменения π_k^* по G_b в зависимости от положения дросселя на выходе из компрессора сначала при расчетной (для данной T_b^*) частоте вращения $n = 100\%$ (см. рис. 5.2). Пусть при этой частоте вращения и при некотором среднем положении дросселя 6 (см. рис. 5.1) режим работы компрессора соответствует расчетному и отмечен на рис 5.2 точкой p . При прикрытии



дросселя расход воздуха (вследствие уменьшения проходного сечения дросселя) падает. Соответственно уменьшается и осевая скорость потока воздуха в ступенях компрессора. Но при неизменной частоте вращения и соответственно неизменной окружной скорости рабочих лопаток это приведет к увеличению углов атаки на лопатках рабочих колес (см. рис. 3.9) и, следовательно, к росту усилий, необходимых для их вращения. В результате работы, затрачиваемая на вращение компрессора и передаваемая проходящему через него воздуху, возрастет, что приведет к росту работы сжатия воздуха, т. е. π_k^* . Таким образом, прикрытие дросселя приведет к уменьшению G_b и к возрастанию π_k^* . При дальнейшем прикрытии дросселя это будет продолжаться до тех пор, пока режим компрессора не переместится в соответствующий точке z , после чего работа компрессора становится неустойчивой (см. ниже). Точка z является **границей устойчивой работы компрессора** при данной частоте вращения.

Если, наоборот, открывать дроссель (по сравнению с его положением, соответствующим точке p), то G_b будет увеличиваться, а π_k^* – падать. Но увеличение расхода воздуха будет происходить только до определенного предела, так как в результате роста осевой составляющей скорости воздуха (при возрастании G_b) и соответственно w_1 в горловинах межлопаточных каналов рабочего колеса первой ступени компрессора скорость потока достигает скорости звука, после чего дальнейшее увеличение G_b становится невозможным. Этому явлению, получившему название "**запирания компрессора по входу**", соответствует на рис. 5.2 точка v , ниже которой на характеристике появляется вертикальный участок. Но если и дальше продолжать открывать дроссель, то снижение π_k^* на этом вертикальном участке будет происходить только до некоторого минимального значения, отмеченного на рис. 5.2 точкой z , после чего дальнейшее открытие дросселя уже не изменяет режима работы компрессора. В этом случае из-за значительного увеличения скорости воздуха на выходе из компрессора (поскольку $G_b = \text{const}$, а π_k^* ,

т.е. p_k^* , и соответственно плотность ρ_k падают) происходит "запирание" каналов выходного аппарата последней ступени (скорость в горловинах каналов достигает скорости звука). Режим, характеризуемый параметрами компрессора в точке 3, получил поэто-му название **режима "запирания" по выходу**. Вся кривая, изобра-жающая зависимость π_k^* от G_B при $n = \text{const}$, называется **напорной кривой**.

Рассмотрим далее, как изменяется КПД компрессора η_k^* при изменении сопротивления на выходе из него (положения дросселя). Обычно на расчетном режиме (т.е. в точке p) режимы работы всех ступеней компрессора выбираются такими, чтобы КПД компрессора η_k^* был в точке p максимально возможным (при данном значении $n = 100\%$). Поэтому как при прикрытии дросселя, так и при его открытии η_k^* уменьшается. Наиболее низкое значение η_k^* получается на режиме запирания по выходу.

Рассмотрим теперь, как изменяются напорная кривая и кривая $\eta_k^* = f(G_B)$ при изменении частоты вращения ротора компрессора. Если, например, уменьшить частоту вращения, то вследствие уменьшения окружной скорости станет меньше и работа, затраченная на вращение каждой ступени, и, следовательно, работа сжатия воздуха. В результате при данном положении дросселя π_k^* уменьшится, а вместе с ним упадут p_k^* и расход воздуха (через дроссель), т. е. вся напорная кривая сместится, как показано на рис. 5.2, вниз и влево. Кривая $\eta_k^* = f(G_B)$ также сместится влево.

Диапазон частот вращения (от 60% до 110% расчетного значения), для которого приведены на рис. 5.2 напорные кривые и линии $\eta_k^* = f(G_B)$, охватывает основную часть эксплуатационных режимов компрессора авиационного ГТД. Линия 2-2, соединяющая здесь точки, соответствующие границе устойчивой работы на каждой напорной кривой, – **граница устойчивых режимов работы (ГУР) компрессора**. Линия 3-3, соединяющая точки, соответствующие

режимам запирания компрессора по выходу при различных n – граница "запирания" компрессора по выходу, а линия $v-v$ – линия "запирания" компрессора по входу (при пониженных значениях n запирание по выходу достигается раньше, чем по входу). Линия $o-o$, соединяющая точки на напорных кривых, в которых при каждом значении n достигается максимальная величина η_k^* , носит название линии оптимальных режимов. Наибольшее значение η_k^* достигается обычно при частоте вращения, меньшей расчетной (на рис. 5.2 при $n = 90\%$). Чем выше n , тем круче становятся напорные кривые, а их вертикальные участки, расположенные ниже линии $v-v$, занимают все большую часть общей протяженности напорных кривых.

Детали протекания характеристик зависят от типа компрессора, расчетной степени повышения давления и ряда других факторов. Но общий их характер, изображенный на рис. 5.2, одинаков для любого компрессора.

5.2. ПРИМЕНЕНИЕ ТЕОРИИ ПОДОБИЯ К ПОСТРОЕНИЮ ХАРАКТЕРИСТИК КОМПРЕССОРОВ

Изображенная на рис. 5.2 характеристика охватывает все возможные режимы устойчивой работы компрессора при тех значениях давления и температуры на входе, которые имели место при проведении его испытаний. Но в условиях эксплуатации значения p_b^* и T_b^* могут сильно изменяться в зависимости от атмосферных условий, скорости и высоты полета, уровня потерь во входном устройстве и т. д. Эти изменения влияют на характеристику компрессора. Поэтому для того, чтобы результаты экспериментального или расчетного определения характеристики компрессора можно было использовать при различных условиях на входе (т.е. при различных p_b^* и T_b^*), эти характеристики изображаются в специально выбранных координатах, которые устанавливаются на основе теории подобия физических явлений.

Как известно, течения газа при обтекании геометрически подобных тел оказываются подобными, если при соблюдении подобия граничных условий в этих течениях соблюдается также равенство одноименных **критериев подобия** – чисел Рейнольдса **Re**, Маха **M**, Прандтля **Pr**, Фруда **Fr**, Фурье **Fo**, Струхала **Sh** и др. –, каждый из которых отражает влияние того или иного фактора на сложный процесс течения газа при данных граничных и начальных условиях (например, в данном техническом устройстве). В этом случае отношения скоростей, давлений и температур для любых сходственных точек обтекаемых тел в каждый момент времени являются одинаковыми. Режимы работы двигателя или его элементов, при которых течения воздуха или газа в них подобны, называются **подобными**.

Степень повышения давления $\pi_k^* = p_k^* / p_b^*$ представляет собой отношение полных давлений потока воздуха в определенных точках и, следовательно, на подобных режимах остается неизменной. Так же неизменным остается и КПД компрессора, который согласно формуле (4.5) может быть выражен через отношение температур

$$\tau_k^* = T_k^* / T_b^* \text{ и через } e_k^* = \pi_k^* \frac{k-1}{k} = \frac{T_{\text{к.ад}}^*}{T_b^*}.$$

К установившимся режимам работы компрессора, для которых изображаются, строго говоря, характеристики компрессора, критерии Струхала и Фурье, учитывающие нестационарность процесса, не имеют отношения. Критерий Фруда учитывает влияние силы тяжести на течение газа. Но ускорения (положительные и отрицательные), которые испытывают частицы воздуха или газа при их движении по тракту ГТД, на три-четыре порядка превосходят ускорение свободного падения. Поэтому влиянием числа Фруда на течение воздуха в компрессоре также можно пренебречь. Не играют сколько-нибудь существенной роли также критерии Прандтля, Био и другие, имеющие отношения к процессам теплообмена, поскольку та-ковой в компрессоре на установившихся режимах практически отсутствует.

Таким образом, необходимо учитывать влияние на течение воздуха в компрессоре только чисел Маха и Рейнольдса, а также показателя адиабаты $k = c_p / c_v$, называемого в теории подобия **крите-**

рием Пуассона. Но на большинстве эксплуатационных режимов числа Рейнольдса, с которыми обтекаются лопаточные венцы компрессора, велики ($\approx 3 \cdot 10^5$ и выше) и находятся в области автомодельности в отношении их влияния на параметры компрессора. А показатель адиабаты для воздуха, хотя и несколько изменяется при изменении его температуры (вследствие её влияния на теплоемкость), но не настолько, чтобы это существенно повлияло на его течение в компрессоре. Следовательно, основными факторами, которые необходимо учитывать при построении характеристики данного компрессора или его модели (с подобной геометрией его проточной части) в форме, пригодной для использования в широком диапазоне изменения условий на входе в него, является обеспечение неизменности чисел Маха при обтекании лопаток РК и НА в каждой точке такой характеристики. Кроме того, необходимо обеспечить подобие граничных условий, которое для каждой ступени сводится к неизменности углов атаки для лопаток РК и НА.

Можно показать, что при равномерном поле скоростей, давлений и температур на входе в компрессор и отсутствии явления "запирания" в его лопаточных венцах неизменность угла атаки i и числа Маха, определенного по относительной скорости потока на каком-либо (например, на среднем) радиусе на входе в рабочее колесо **первой** ступени компрессора, обеспечивает неизменность чисел Маха и углов атаки на входе в лопаточные венцы не только первого рабочего колеса, но и всех РК и всех НА компрессора, т.е. подобие течения воздуха во всём компрессоре. Таким образом, *различные режимы течения воздуха в данном компрессоре (или в компрессоре и в его геометрически подобной модели) подобны, если в его первой ступени на каком-либо радиусе*

$$\beta_1 = \text{idem} \quad \text{и} \quad M_{w1} = \text{idem}. \quad (5.1)$$

Этот важный результат применения теории подобия к течению воздуха в компрессоре широко используется в теории ГТД для представления его характеристик в форме, позволяющей исключить влияние температуры и давления на входе.

Но непосредственное измерение при испытаниях компрессора (а тем более при эксплуатации двигателя) значений β_1 и M_{w1}

весьма сложно. Поэтому на практике используются другие параметры, доступные для контроля в эксперименте и при эксплуатации.

Прежде всего покажем, что при $\alpha_1 = \text{const}$ (что должно быть на подобных режимах) условия (5.1) могут быть заменены условиями

$$M_a = \frac{c_{1a}}{\sqrt{kRT_1}} = \text{idem} ; \quad M_u = \frac{u_1}{\sqrt{kRT_1}} = \text{idem} . \quad (5.2)$$

Действительно, из треугольника скоростей ступени (см. рис. 2.3) следует:

$$\tan \beta_1 = \frac{c_{1a}}{u_1 - c_{1a} \cot \alpha_1} ; \quad w_1 = \sqrt{c_{1a}^2 + (u_1 - c_{1a} \cot \alpha_1)^2}$$

или (после деления всех входящих сюда скоростей на скорость звука)

$$\tan \beta_1 = \frac{M_a}{M_u - M_a \cot \beta_1} ; \quad w_1 = \sqrt{M_a^2 + (M_u - M_a \cot \alpha_1)^2}$$

и таким образом при $\alpha_1 = \text{const}$ условия (5.1) и (5.2) эквивалентны.

Параметры M_a и M_u , неизменность которых обеспечивает подобие течений воздуха в геометрически подобных компрессорах, называются **параметрами подобия** или **критериальными параметрами**. Соответственно, π_k^* и η_k^* зависят не непосредственно от частоты вращения и расхода воздуха, а от параметров подобия M_u и M_a . Иными словами, в каких бы условиях ни испытывался или работал компрессор (например, в полёте на различных скоростях и высотах), при неизменности чисел M_u и M_a всегда будут получаться одни и те же значения π_k^* и η_k^* (если, как было принято выше, режим работы компрессора соответствует области автомодельности по числу Re , а влияние неоднородности и нестационарности полей параметров потока газа на входе в компрессор несущественно).

Вместо M_u и M_a можно использовать какие-либо аналогичные параметры, однозначно связанные с ними, например, приведен-

ные скорости $\lambda_u = \frac{u}{a_{\text{кр1}}}$ и $\lambda_a = \frac{c_{1a}}{a_{\text{кр1}}}$, где $a_{\text{кр1}} = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} R T_1^*}$,

причем для первой ступени $T_1^* = T_{\text{в}}^*$. На практике это более удобно, так как на входе в компрессор на многих авиационных ГТД устанавливается датчик системы измерения температуры заторможенного потока $T_{\text{в}}^*$. Кроме того, осевая скорость на входе в первую ступень у всех современных компрессоров меньше скорости звука ($\lambda_a < 1$). Тогда вместо критериального параметра λ_a можно использовать однозначно связанную с ним газодинамическую функцию $q(\lambda_a)$ (относительную плотность тока) или $q(\lambda_{\text{в}})$, где индекс "в" относится к входу в компрессор.

Если рассматривать не геометрически подобные компрессоры, а один и тот же компрессор, работающий в различных условиях полета, то, поскольку у данного компрессора окружная скорость лопаток РК пропорциональна частоте вращения n , вместо числа λ_u можно использовать пропорциональный ему параметр $\frac{n}{\sqrt{T_{\text{в}}^*}}$, а вместо $q(\lambda_{\text{в}})$ с учетом формулы (1.4) можно использовать параметр

$$\frac{G_{\text{в}} \sqrt{T_{\text{в}}^*}}{p_{\text{в}}} = m_{\text{в}} F_{\text{в}} q(\lambda_{\text{в}}).$$

Но эти параметры имеют неудобные для практического применения размерности. Поэтому вместо них используются пропорциональные им величины

$$n_{\text{пр}} = n \sqrt{\frac{288}{T_{\text{в}}^*}} \quad \text{и} \quad G_{\text{в.пр}} = G_{\text{в}} \frac{101300}{p_{\text{в}}^*} \sqrt{\frac{T_{\text{в}}^*}{288}}, \quad (5.3)$$

где 288 К и 101300 Па – так называемые **стандартные** значения температуры и давления воздуха, соответствующие параметрам атмосферы на уровне моря по ГОСТ 4401–81. Эти параметры (имеющие размерности соответственно частоты вращения и расхода воз-

духа) называются **приведенной частотой вращения** и **приведенным расходом воздуха**. Их можно рассматривать как такие значения n и $G_{\text{в}}$, которые нужно установить при испытании компрессора на стенде при стандартных значениях $p_{\text{в}}^*$ и $T_{\text{в}}^*$ (101300 Па и 288 К) для того, чтобы получить режим его работы, подобный данному режиму работы в конкретных условиях полёта. При этом значения $n_{\text{пр}}$ обычно измеряются либо в оборотах в минуту, либо в процентах (или в относительных величинах) по отношению к расчетному режиму. При этом, если в формулу (5.3) для $G_{\text{в},\text{пр}}$ вместо $G_{\text{в}}$ подставить его значение согласно формуле (1.4), то получим:

$$G_{\text{в},\text{пр}} = 241,2 F_{\text{в}} q(\lambda_{\text{в}}).$$

В соответствии с этим, **характеристикой компрессора называется зависимость степени повышения давления π_k^* и КПД компрессора η_k^* от приведенной частоты вращения $n_{\text{пр}}$ (или $\bar{n}_{\text{пр}}$) и приведенного расхода воздуха $G_{\text{в},\text{пр}}$ или $q(\lambda_{\text{в}})$.**

На рис.5.3 проведен примерный вид характеристики компрессора, изображенной с использованием параметров подобия $n_{\text{пр}}$ и $G_{\text{в},\text{пр}}$. Как видно, по характеру она ничем не отличается от характеристики, изображенной выше на рис. 5.2.

Но как по рис. 5.2, так и по рис. 5.3 невозможно определить значение η_k^* на режимах, соответствующих вертикальным участкам напорных кривых. т.е. на режимах ниже линии "запирания" компрессора по входу. Это связано с тем, что при наличии такого "запирания" неизменность M_{w1} и β_1 (и

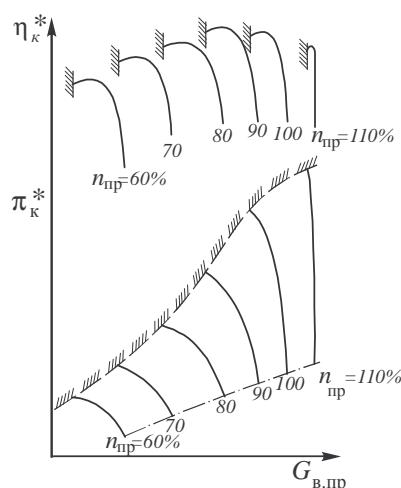


Рис. 5.3. Характеристика компрессора в параметрах $G_{\text{в},\text{пр}}$ и $n_{\text{пр}}$

соответственно $n_{\text{пр}}$ и $G_{\text{в,пр}}$) уже не обеспечивают подобия течения воздуха в компрессоре и к ним необходимо добавить еще какой-либо параметр, например степень повышения давления π_k^* .

Поэтому результаты экспериментального (или расчетного) определения характеристик компрессора в этой области представлять также в виде зависимости η_k^* от π_k^* при данных значениях $n_{\text{пр}}$, как это изображено для примера на рис. 5.4.

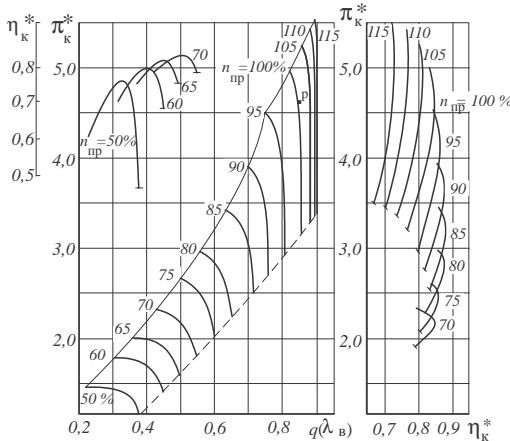


Рис. 5.4. Характеристика компрессора
в параметрах $q(\lambda_v)$ и $n_{\text{пр}}$

Изложенные сведения о подобии течений газовых потоков служат теоретической предпосылкой для построения характеристик не только компрессоров, но и ряда других элементов ГТД (турбин, входных и выходных устройств и т.п.) и широко используются как для получения характеристик этих элементов путем испытания их моделей, так и для выбора формы представления результатов эксперимента или расчета в форме, позволяющей исключить влияние температуры и давления на входе в эти элементы.

5.3. ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА

Характеристики одноступенчатого компрессора обычно изображаются в тех же координатах и имеют, в общем, такой же вид,

как и рассмотренные выше характеристики многоступенчатых компрессоров. Но для анализа условий работы ступени в многоступенчатом компрессоре её часто изображают в виде зависимости коэффициента адиабатного напора $\bar{H}^* = \frac{H^*}{u_k^2}$ и КПД ступени $\eta_{ст}^*$ от

коэффициента расхода $\bar{c}_a = \frac{c_{1a}}{u_k}$ при постоянных значениях

$u_{к.пр} = u_k \sqrt{\frac{288}{T_1^*}}$, как показано для примера на рис. 5.5.

В теории авиационных двигателей параметры, определяющие условия подобия и значения критериев подобия, также называются **критериальными**. Параметр \bar{c}_a является критериальным, так как согласно рис. 3.3

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_{1a}}{u - c_{1a} \operatorname{ctg} \alpha_1} = \frac{\bar{c}_a}{1 - \bar{c}_a \operatorname{ctg} \alpha_1}. \quad (5.4)$$

Следовательно, при $\bar{c}_a = \text{const}$ и $\alpha_1 = \text{const}$ угол β_1 будет оставаться постоянным, а если при этом $u_{к.пр}$ также постоянна, то и $M_{w1} = \text{const}$, т.е. режим работы ступени будет подобным. Можно показать, что при этом не только $\pi_{ст}^*$ и $\eta_{ст}^*$ будут неизменными, но будет постоянным и значение коэффициента адиабатного (изоэнтропного) напора \bar{H}^* .

Таким образом, на рис. 5.5 характеристика ступени изображена в критериальных координатах и не зависит (при данном $u_{к.пр}$) от условий на входе в неё. При изменении $u_{к.пр}$ эта характеристика изменяется. Так, например, при увеличении $u_{к.пр}$ из-за роста чисел Маха, с которыми обтекаются решетки профилей, значения \bar{H}^* и $\eta_{ст}^*$ более резко изменяются при изменении \bar{c}_a , а при достижении режима "запирания" на ней появляется вертикальный участок. Но в целом при таком изображении характеристика ступени гораздо меньше зависит от

$u_{k,pr}$, чем это было бы при её изображении в координатах, аналогичных, например, рис. 5.3, так как при $\bar{c}_a = \text{const}$ (т.е. при c_a , пропорциональной u_k) и $\beta_1 = \text{const}$, как следует из формул (3.24) и (3.2), L_u и вместе с ней $L_{\text{ад.ст}}^*$ будут примерно пропорциональны квадрату окружной скорости, поскольку угол β_2 слабо зависит от M_{w1} . Тогда

$$\bar{H}^* = \frac{L_{\text{ад.ст}}^*}{u_k^2} \text{ при } \bar{c}_a = \text{const} \text{ также будет изменяться мало.}$$

При пониженных значениях числа Маха его влияние на течение воздуха в ступени становится пренебрежимо малым и тогда характеристика ступени в координатах, изображенных на рис. 5.5, вообще перестает зависеть от окружной скорости.

При $u_k = \text{const}$ значение \bar{H}^* пропорционально $L_{\text{ад.ст}}^*$, значение \bar{c}_a – осевой скорости c_{1a} . Для анализа и объяснения протекания ха-

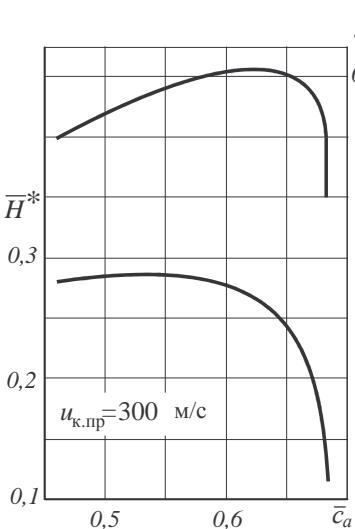


Рис. 5.5. Характеристика ступени компрессора в безразмерных (критериальных) параметрах

рактеристик ступени рассмотрим изменение $L_{\text{ад.ст}}^*$ при изменении c_{1a} (и при неизменном значении u_k), полагая для простоты вход воздуха в ступень осевым и $c_{1a} = c_{2a} = c_a$.

На рис. 5.6 изображены треугольники скоростей для рабочего колеса такой осевой ступени на некотором его радиусе при трех различных значениях осевой скорости. Здесь через c_{a0} обозначено значение c_a , при котором угол атаки i на лопатках рабочего колеса (на данном радиусе) равен нулю. Как видно, изменение осевой скорости непосредственно сказывается на величине угла атаки i и на величине закрутки

воздуха в колесе Δw_u . Увеличение c_a приводит к увеличению β_1 , т.е. к уменьшению угла атаки. Направление вектора скорости w_2 за колесом при этом изменяется мало, т.е. $\beta_2 \approx \text{const}$. В результате при увеличении c_a закрутка воздуха в колесе Δw_u уменьшается. Уменьшение осевой скорости, наоборот, ведет к увеличению как i , так и Δw_u . Из треугольника скоростей ступени (см. рис. 3.3 и рис. 5.6) видно, что при осевом входе $\Delta w_u = u - c_a \operatorname{ctg} \beta_2$ и, следовательно, согласно формуле (3.2)

$$L_u = u(u - c_a \operatorname{ctg} \beta_2). \quad (5.5)$$

Таким образом, поскольку $\beta_2 \approx \text{const}$, работа вращения каждого элемента РК и, следовательно, ступени в целом при $u_k = \text{const}$ будет практически линейно уменьшаться с ростом c_a , как показано на рис.

5.7, a. Аналогичный результат получается и при $\alpha_1 \neq 90^\circ$.

Согласно уравнению Бернулли для ступени [см. формулу (2.6)]

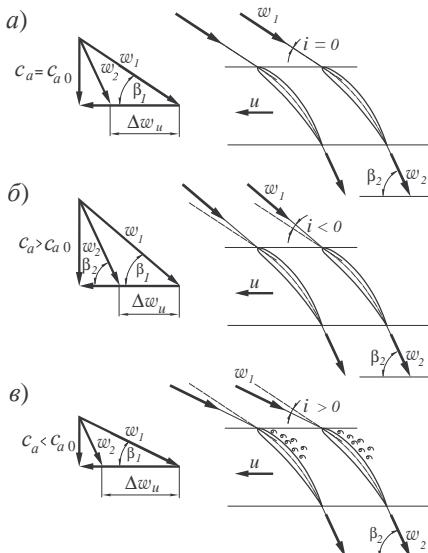


Рис. 5.6. Треугольники скоростей и схемы обтекания лопаток рабочего колеса ступени с осевым входом воздуха при $u = \text{const}$ и различных значениях c_a :

а -- при $c_a = c_{a0}$ (при нулевом угле атаки);
 б -- при $c_a > c_{a0}$;
 в -- при $c_a < c_{a0}$

$$L_{ct} = L_{ad,ct} + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2} + L_r + \Delta L_r .$$

Пренебрегая здесь величиной ΔL_r по сравнению с L_r и учитывая, что

$$L_{ad,ct} + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2} \approx L_{ad,ct}^* ,$$

будем иметь

$$L_{ad,ct}^* \approx L_{ct} - L_r . \quad (5.6)$$

Следовательно, кривая $L_{ad,ct}^* = f(c_a)$ пройдет на характеристике ступени рис. 5.7, а ниже линии $L_{ct} = f(c_a)$ на величину потерь L_r .

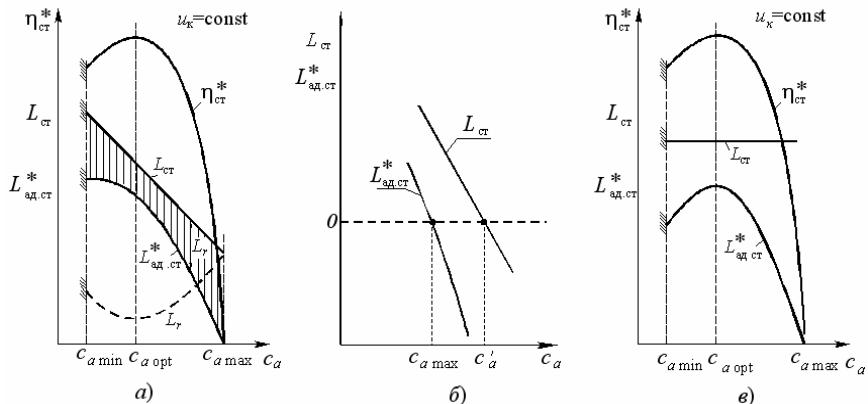


Рис. 5.7. Характеристика ступени при малых окружных скоростях:
а) – для осевой ступени; б) – вблизи режима нулевого напора; в) – для центробежной ступени с $\beta_{2,1} = 90^\circ$

Согласно формуле (2.28) потери в решетке профилей РК равны $L_r = \xi_{p,k} \frac{w_1^2}{2}$, где коэффициент $\xi_{p,k}$ существенно зависит от угла атаки (см. рис. 3.10). Минимальное значение $\xi_{p,k}$ достигается при угле атаки, близком к нулю, т.е. при $c_a \approx c_{a0}$ (см. рис. 5.6). При значительном уменьшении c_a потери растут (несмотря на уменьшение

w_1) вследствие резкого роста $\xi_{p,k}$. При $c_a > c_{a0}$ потери растут как вследствие роста $\xi_{p,k}$, так и в результате увеличения w_1 . Аналогично изменяются и потери в решетке профилей НА. Соответствующий характер изменения L_r по c_a для ступени в целом показан на рис. 5.7, *a* штриховой линией. Значение $c_{a \min}$ соответствует достижению критического угла атаки, превышение которого приводит к срывному режиму течения в ступени (см. ниже).

Если ординаты кривой L_r на рис. 5.7, *a* вычесть из ординат линии $L_{ct} = f(c_a)$, то согласно (5.6) получится кривая $L_{ad,ct}^* = f(c_a)$, а частное от деления $L_{ad,ct}^*$ на L_{ct} даст значения η_{ct}^* . Соответствующие кривые также изображены на рис. 5.7. Проанализируем их.

При уменьшении c_a по сравнению с его значением при $L_{r \min}$ потери растут сначала медленно, а L_{ct} возрастает заметно. Поэтому максимум КПД ступени достигается при некотором значении $c_{a \text{ opt}}$, меньшем, чем соответствующее минимуму L_r , а максимум напора (максимум $L_{ad,ct}^*$) располагается еще левее. Рабочий диапазон значений c_a ограничен здесь слева значением $c_{a \min}$, а справа – значением $c_{a \max}$, при котором из-за падения L_{ct} и одновременного возрастания гидравлических потерь адиабатный напор, а вместе с ним и КПД ступени обращаются в нуль.

Отметим, что если при данной (пониженнной) окружной скорости увеличение c_a не приводит к "запиранию" ступени вследствие достижения скорости звука в горловине её межлопаточных каналов, то ступень при осевых скоростях, близких к $c_{a \max}$, может работать на нескольких принципиально различных режимах (рис. 5.7, *b*). При $c_a < c_{a \max}$ ступень потребляет мощность и создает напор. Это область обычных компрессорных режимов ее работы. При существенном увеличении коэффициента расхода до значений, соответствую-

ших $c_a > c'_a$, не только адиабатная работа сжатия воздуха, но и $L_{\text{ст}}$ становятся отрицательными. Иными словами, ступень не потребляет, а создает мощность на валу колеса за счет работы расширения газа ($p_3^* < p_1^*$). Эта область называется поэтому областью **турбинных** режимов работы ступени. При $c_a = c'_a$ ступень не потребляет и не создает мощности, а свободно вращается под действием проходящего через нее потока воздуха (режим **авторотации**). Наконец, между $c_{a\text{max}}$ и c'_a лежит область режимов, в которой компрессорная ступень потребляет мощность, но не создает напора ($\eta_{\text{ст}}^* < 0$), работая как мешалка.

Рассмотрим далее *влияние типа ступени на её характеристики*. Можно показать, что чем выше коэффициент нагрузки ступени $\mu_{\text{ст}} = L_{\text{ст}} / u_{2\text{ср}}^2$, тем слабее падает $L_{\text{ст}}$ с ростом c_a . У центробежной ступени с радиальными лопатками коэффициент нагрузки, как указывалось в главе 3, близок к единице, угол β_2 близок к 90° и поэтому $c_{2u} \approx u_2$. Но тогда согласно формуле (3.27) при осевом входе $L_{\text{ст}} \approx u_2^2$, т.е. практически не зависит от c_a , как показано на рис. 5.7, в. В этом случае максимумы $\eta_{\text{ст}}^*$ и $L_{\text{ад.ст}}^*$ будут достигаться при одном и том же значении c_a .

Такой же вид имеют характеристики рассмотренных на рис. 5.7 ступеней при пониженных окружных скоростях и в критериальных координатах $\bar{H}_{\text{ст}}^* = f(\bar{c}_a)$ и $\eta_{\text{ст}}^* = f(\bar{c}_a)$ (см. рис. 5.5).

5.4. СРЫВНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ СТУПЕНИ

Как уже указывалось, при $c_a < c_{a\text{min}}$ из-за превышения критических углов атаки в лопаточных венцах ступени возникает срыв потока, следствием которого могут стать серьезные нарушения нормальной работы компрессора в эксплуатации.

Из-за существенного усложнения структуры потока в ступени на срывных режимах, нарушения осевой симметрии и развития нестационарных процессов экспериментальные исследования этих

режимов возможны только при применении специальной малоинерционной аппаратуры. Основные результаты этих исследований сводятся к следующему.

1. Вследствие производственных отклонений в геометрии отдельных лопаток и всегда имеющихся в реальных условиях асимметрии потока и крупномасштабной турбулентности срыв потока возникает не на всех лопатках одновременно. При этом напор, создаваемый попавшими в срыв лопатками, оказывается существенно меньшим, чем напор, создаваемый соседними лопатками ступени, работающими еще без срыва. Из-за этого различия возникает тенденция к возвратному течению воздуха через области срыва на встречу основному потоку. В результате осевая скорость в этих областях резко уменьшается, углы атаки самопроизвольно возрастают до значений, намного превышающих критические, и обычно развивается обратное течение типа, например, показанного на рис. 5.8.

В то же время из-за вызванного этим уменьшения реального проходного сечения ступени осевая скорость воздуха около той части лопаток, которая работает без срыва, может даже возрасти, что соответствует снижению местных углов атаки. Таким образом, первоначальные отличия в условиях обтекания различных лопаток (или частей лопаток) ступени усиливаются и возникает четкое и устойчивое разделение потока на зоны срыва и области нормального обтекания с углами атаки меньше критических. При этом возникает существенное нарушение осевой симметрии течения.

2. Возникшие срывные зоны не остаются связанными с одними и теми же лопатками колеса или аппарата, а равномерно перемещаются в окружном направлении. Это явление получило название **вращающегося срыва**.

Основной причиной перемещения (вращения) срывных зон является растекание воздушного потока по обе стороны занятых срывом межлопаточных каналов, показанное схематично на рис. 5.9. Как видно, направление вектора скорости набегающего на лопатки потока по обе стороны от зоны срыва изменяется таким образом, что

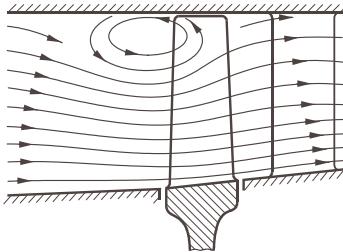


Рис. 5.8. Течение воздуха через ступень с малым d при $c_a < c_{a \min}$ (по Л.Е. Ольштейну)

на лопатках, расположенных на схеме справа от зоны срыва, углы атаки увеличиваются, что приводит к распространению срыва на эти лопатки. С противоположной стороны, наоборот, углы атаки уменьшаются и срыв, если он имел место, прекращается. Таким образом, зона срыва будет перемещаться в правую сторону. Если рассматриваемая решетка принадлежит рабочему колесу, то указанное направление соответствует перемещению зоны срыва против направления вращения колеса (в относительном движении), а если решетка принадлежит направляющему аппарату, – перемещению срыва по направлению вращения колеса (в абсолютном движении). Срывная зона в осевой ступени охватывает обычно одновременно и колесо и частично направляющий аппарат. Поэтому для получения указанного направления перемещения зоны срыва относительно обеих решеток она должна

вращаться (относительно стенок корпуса) в сторону вращения колеса, но с угловой скоростью, меньшей угловой скорости вращения колеса, что и наблюдается в действительности.

При этом, как пока-

зывают экспериментальные исследования, при изменении угловой скорости рабочего колеса ω угловая скорость вращения зоны срыва Ω изменяется почти пропорционально ω , так что относительная скорость вращения зон срыва $\bar{\omega} = \Omega / \omega$ в широком диапазоне режимов работы ступени остается практически неизменной.

Число срывающих зон может быть различным в зависимости от типа ступени и режима ее работы. Если число зон превышает единицу, то устойчивым их положением является обычно такое, при котором они размещены равномерно по окружности и вращаются с одинаковой скоростью.

3. В ступенях с большими значениями относительного диаметра втулки ($\bar{d} \approx 0,7$ и более), имеющих относительно короткие лопатки, срыв возникает почти одновременно по всей высоте лопатки и быстро (за 0,01...0,02 с) распространяется на значительную часть окружности

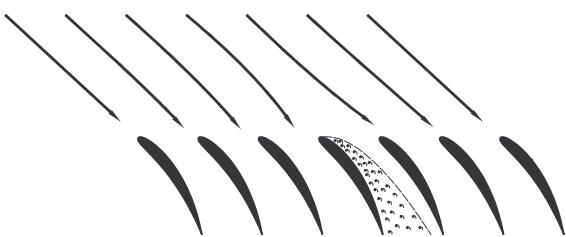


Рис. 5.9. Схема течения воздуха в компрессорной решетке при возникновении срыва

лопаточного венца. Возникает обычно одна мощная срывная зона, занимающая от одной трети до половины окружности колеса (как показано схематично на рис. 5.10, *а*) и вращающаяся со скоростью, меньшей половины скорости вращения ротора ($\bar{\omega} = 0,1 \dots 0,4$).

В зоне срыва обычно наблюдаются обратные токи воздуха. В результате сильного дросселирующего действия мощной зоны срыва и больших потерь в ней расход воздуха через ступень и создаваемый ею напор резко падают. Поэтому, если в процессе дросселирования ступени коэффициент расхода \bar{c}_a уменьшается до соответствующего точке *A*, то далее режим её работы скачком переходит в точку *B* (рис. 5.10, *б*). Характеристика ступени оказывается **разрывной**. Таким образом, при дросселировании ступени с относительно короткими лопатками в результате возникновения в ней вращающегося срыва наблюдается самопроизвольный переход режима её работы на срывную ветвь характеристики с существенно более низким уровнем напора, расхода и КПД. На рис. 5.10, *б* она помечена множеством мелких точек, так как здесь наблюдается высокий уровень нестационарности потока.

Если после перехода режима работы ступени в точку *B* продолжать уменьшать (путем дросселирования) расход воздуха через нее, то зона срыва увеличивается в размерах, занимая все большую часть окружности колеса. При увеличении расхода воздуха размеры срывной зоны, наоборот, уменьшаются, но вследствие описанной выше устойчивости срывной формы течения она сохраняется до значений коэффициента расхода \bar{c}_a , заметно превышающих значение \bar{c}_a в точке *B*. Только после существенного увеличения \bar{c}_a (на рис. 5.10, *б* — до режима *Г*) срывные зоны распадаются, и ступень переходит на режим, соответствующий точке *Д*, где наблюдается нормальная (бессрывная)

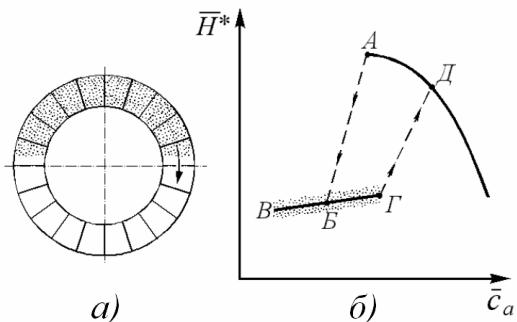


Рис. 5.10. Типичный вид срывной зоны (*а*) и характеристики (*б*) для ступени с большой втулкой

форма течения. Таким образом, у ступеней с короткими лопатками наблюдается четко выраженный **гистерезис** характеристики.

5. В ступенях с малыми d (0,3...0,5), т. е. с относительно длинными лопатками, условия обтекания элементов, расположенных на разных радиусах, существенно различны. Поэтому здесь срыв обычно не захватывает сразу всю лопатку, а занимает сначала небольшую часть ее. В большинстве случаев критические углы атаки достигаются прежде всего в периферийных сечениях лопаток, где и располагаются первоначально возникшие зоны срыва. При этом обычно возникает не одна, а несколько (до шести, а иногда и более) равномерно размещенных по окружности зон срыва (рис. 5.11, *а*), которые вращаются со скоростью, равной 50...70% скорости вращения колеса ($\bar{\omega} = 0,5...0,7$).

Из-за относительно малых размеров первоначально возникших срывающих зон характеристика ступени с длинными лопатками может не иметь разрыва при $\bar{c}_a = \bar{c}_{a \min}$ (рис. 5.11, *б*). Наличие срыва проявляется здесь лишь в снижении напора и более резком снижении КПД ступени

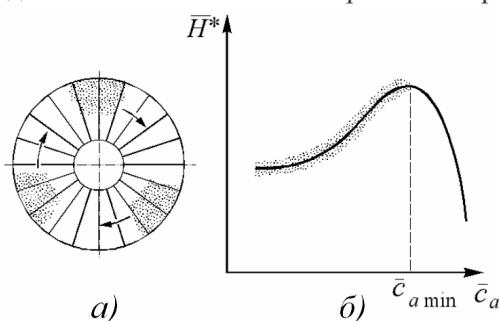


Рис.5.11. Типичный вид срывающей зоны (*а*) и характеристики (*б*) для ступени с малой втулкой

при $\bar{c}_a < \bar{c}_{a \min}$. При этом по мере снижения \bar{c}_a размеры каждой срывающей зоны постепенно увеличиваются как в окружном, так и в радиальном направлениях, а при возвращении к бессрывающему режиму характеристика не претерпевает разрыва.

5.5. ХАРАКТЕРИСТИКИ НЕРЕГУЛИРУЕМЫХ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ КОМПРЕССОРОВ

5.5.1. Совместная работа ступеней в многоступенчатом компрессоре

Характеристика многоступенчатого компрессора является результатом суммарного взаимодействия характеристик всех его ступеней

пеней. Поэтому её особенности во многом определяются условиями совместной работы ступеней.

Условиями совместной работы ступеней в многоступенчатом компрессоре на установившихся режимах являются равенство расходов воздуха и равенство частот вращения у всех его ступеней. При этом коэффициенты расхода в различных ступенях могут существенно изменяться при изменении режима работы компрессора. Для достижения максимального значения КПД компрессора необходимо, чтобы каждая его ступень также работала с максимальным КПД, т.е. при $\bar{c}_a = \bar{c}_{a \text{ опт}}$. Но это можно обеспечить (в нерегулируемом компрессоре) только на одном (расчетном) режиме работы компрессора. Рассмотрим характер изменения коэффициентов расхода в различных ступенях нерегулируемого компрессора на других режимах.

Площадь проточной части многоступенчатого компрессора, как отмечалось в главе 4, уменьшается вдоль тракта от ступени к ступени в соответствии с ростом плотности воздуха. Если индексом " i " отметить параметры потока, диаметр и площадь проходного сечения проточной части на входе в i -ю ступень компрессора, а индексом " I " – на входе в первую ступень, то равенство расходов воздуха через эти ступени можно записать как

$$G_B = c_{1aI} \rho_I F_I = c_{1ai} \rho_i F_i,$$

а равенство частот вращения как

$$u_{ki} = u_{kI} \frac{D_{ki}}{D_{kI}}.$$

Тогда для коэффициентов расхода $\bar{c}_a = c_{1a} / u_k$ различных ступеней будем иметь

$$\bar{c}_{ai} = \bar{c}_{aI} \frac{\rho_I}{\rho_i} B_i,$$

где $B_i = \frac{F_I}{F_i} \frac{D_{ki}}{D_{kI}}$ – постоянная для каждой ступени величина. Но

$\frac{\rho_i}{\rho_I} = \left(\frac{p_i}{p_I} \right)^{\frac{1}{n}}$, где n – показатель политропы процесса сжатия воздуха в компрессоре. Тогда окончательно

$$\frac{\bar{c}_{a i}}{\bar{c}_{a I}} = B_i \left(\frac{p_I}{p_i} \right)^{\frac{1}{n}}. \quad (5.7)$$

Из анализа формулы (5.7) вытекают следующие особенности условий работы отдельных ступеней и характеристик нерегулируемого многоступенчатого компрессора.

1) Пусть характеристики первой, средней и последней ступеней компрессора соответствуют изображенным на рис. 5.12. Для простоты изложения будем пренебречь влиянием окружной скорости на эти характеристики и возможностью “запирания” отдельных лопаточных венцов. Пусть далее точки p на этих кривых соответствуют условиям работы всех ступеней на расчетном режиме работы компрессора, когда все ступени работают на режимах максимума КПД. Участок характеристики, расположенный левее точки p , назовем левой ветвью её характеристики, а правее точки p – правой ветвью.

Если теперь уменьшить частоту вращения, то степень повышения давления в каждой ступени также уменьшится. В результате увеличение давления (и плотности) воздуха и соответственно снижение осевой скорости по тракту компрессора станет менее сильным, чем на расчетном режиме. Тогда согласно (5.7) получим

$$\frac{\bar{c}_{a i}}{\bar{c}_{a I}} > \left(\frac{\bar{c}_{a i}}{\bar{c}_{a I}} \right)_p.$$

Поэтому, если, например, путем подбора значения расхода воздуха при данном $\bar{n}_{\text{пр}} < 1$ сохранить значение \bar{c}_a в первой ступени близким к оптимальному, то во всех последующих ступенях значения \bar{c}_a окажутся больше оптимальных, причем отклонение $\bar{c}_{a i}$ от оптимального значения окажется тем больше, чем дальше расположена данная ступень от входа в компрессор.

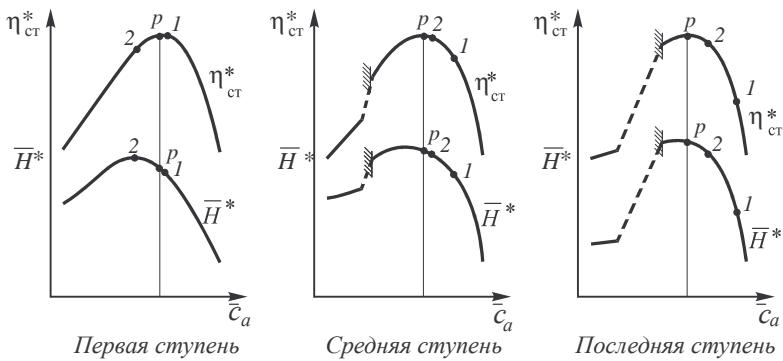


Рис. 5.12. Совместная работа ступеней компрессора при $\bar{n}_{\text{пр}} < 1$:

p – расчетный режим каждой ступени; *I* – режим, близкий к режиму максимума КПД первой ступени; *2* – режим максимума КПД всего компрессора

Ступени окажутся, таким образом, рассогласованными, причем режимы их работы будут соответствовать на рис. 5.12 точкам *I*. Очевидно, этот режим не обеспечит максимально возможного значения КПД компрессора в целом при данной частоте вращения. Действительно, если несколько уменьшить значение \bar{c}_a в первой ступени, то КПД ее, очевидно, изменится незначительно, поскольку на исходном режиме его значение было максимальным. Но КПД всех последующих ступеней (и вместе с ними КПД компрессора в целом) увеличится вследствие приближения режимов их работы к оптимальным.

Таким образом, оптимальному режиму работы (максимуму КПД) многоступенчатого компрессора при $\bar{n}_{\text{пр}} < 1$ будут соответствовать режимы работы его отдельных ступеней, изображенные на рис. 5.12 точками *2*, т. е. для первых ступеней — на левых ветвях их характеристик, при $\bar{c}_a < \bar{c}_{a\text{опт}}$ (с повышенными углами атаки), а для последних — на правых ветвях, при $\bar{c}_a > \bar{c}_{a\text{опт}}$ (с пониженными углами атаки).

Средние ступени при этом будут работать с оптимальными или близкими к ним коэффициентами расхода и углами атаки.

Аналогичными рассуждениями можно показать, что при $\bar{n}_{\text{пр}} > 1$ рассогласование ступеней будет носить обратный характер

и на оптимальном режиме работы компрессора первые ступени будут работать при $\bar{c}_a > \bar{c}_{a \text{ опт}}$ (с пониженными углами атаки), а последние — при $\bar{c}_a < \bar{c}_{a \text{ опт}}$ (с повышенными углами атаки).

2) Вследствие такого расхождения режимов работы ступеней среднее значение КПД ступеней в нерегулируемом многоступенчатом компрессоре на оптимальном режиме его работы (т. е. при $\eta_{k \text{ max}}^*$) при $\bar{n}_{\text{пр}} \ll 1$ оказывается заметно ниже, чем максимальные значения КПД каждой ступени. Это снижение будет, очевидно, тем сильнее, чем больше рассогласование ступеней, т. е. чем больше изменяется соотношение $\bar{c}_{aI}/\bar{c}_{aI}$ при изменении $\bar{n}_{\text{пр}}$, что, в свою очередь, зависит от значения p_i/p_I на исходном режиме, т.е. от расчетной степени повышения давления $\pi_{k,p}^*$.

На рис. 5.13 приведены типичные кривые относительного изменения максимального КПД (т.е. КПД на линии оптимальных режимов) для нерегулируемых многоступенчатых осевых компрессоров в зависимости от $\bar{n}_{\text{пр}}$ при различных значениях $\pi_{k,p}^*$. При малых

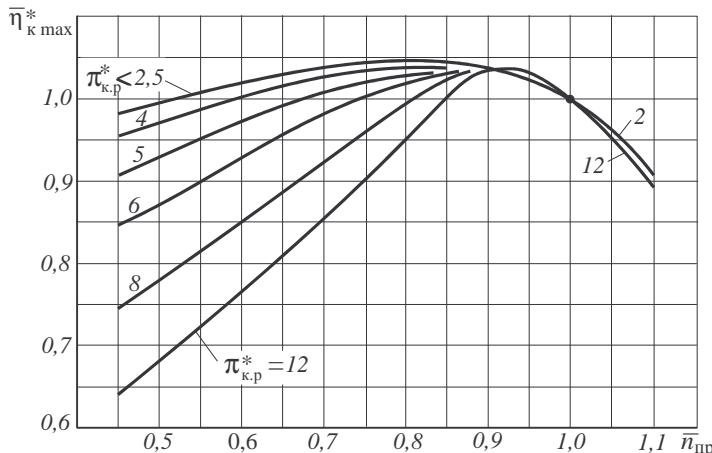


Рис. 5.13. Изменение $\bar{\eta}_{k \text{ max}}^* = \eta_{k \text{ max}}^* / \eta_{k,p}^*$ по $\bar{n}_{\text{пр}}$ у нерегулируемых компрессоров с различными значениями $\pi_{k,p}^*$

значениях $\pi_{k,p}^*$ изменение плотности воздуха по тракту компрессора на расчетном режиме невелико, и поэтому возможная степень рассогласования ступеней при уменьшении приведенной частоты вращения также невелика. В результате максимальные значения КПД компрессоров с малыми значениями $\pi_{k,p}^*$ изменяются по $\bar{n}_{\text{пр}}$ почти так же, как и в отдельной ступени (см. п. 5.3). Если же $\pi_{k,p}^*$ велико, то рассогласование ступеней при $\bar{n}_{\text{пр}} \ll 1$ оказывается существенным, и значения $\eta_{k \text{ max}}^*$ резко снижаются.

При значениях $n_{\text{пр}}$, близких к 100%, рассогласование ступеней еще невелико и поэтому в области $\bar{n}_{\text{пр}} = 0,9 \dots 1,1$ изменение максимального значения КПД компрессора определяется главным образом влиянием чисел М обтекающего лопатки потока на волновые потери. С возрастанием $n_{\text{пр}}$ числа М и соответственно волновые потери растут и поэтому КПД первых ступеней компрессора падает. При снижении $\bar{n}_{\text{пр}}$ до значений, меньших примерно 0,9, влияние рассогласования ступеней на КПД компрессора становится уже более существенным, чем уменьшение волновых потерь.

3) Не менее важной особенностью совместной работы ступеней в многоступенчатом компрессоре является резко различное изменение режимов работы первых и последних ступеней при изменении расхода воздуха (при $\bar{n}_{\text{пр}} = \text{const}$). Рассмотрим для примера характеристики первой, второй и последней ступеней компрессора (рис. 5.14) при $\bar{n}_{\text{пр}} = 1$. На расчетном режиме все ступени работают с $\bar{c}_a = \bar{c}_{a \text{ опт}}$, и их режимы определяются (как и на рис. 5.12) точками p . Этому режиму соответствует определенное значение приведенного расхода воздуха через компрессор. Если теперь немного уменьшить расход воздуха, не изменяя частоты вращения, то режим работы первой ступени переместится в точку 1, соответствующую коэффициенту расхода, несколько меньшему оптимального. Адиабатный напор и, следовательно, степень повышения давления воздуха в первой ступени при этом возрастут. Но

тогда согласно (5.7) на новом режиме $\bar{c}_{aII}/\bar{c}_{aI} < (\bar{c}_{aII}/\bar{c}_{aI})_p$. Следовательно, для второй ступени точка 1 будет сильнее смещена влево по отношению к оптимальному режиму, чем для первой ступени. Иными словами, коэффициент расхода для второй ступени уменьшится как непосредственно за счет уменьшения расхода воздуха, так и за счет увеличения плотности воздуха за первой ступенью. Этот эффект будет накапливаться от ступени к ступени и в последних ступенях окажется весьма заметным.

При увеличении расхода по сравнению с расчетным картина будет аналогичной, – в каждой последующей ступени за счет уменьшения поджатия воздуха (в предыдущей ступени) коэффициент расхода будет возрастать в большей мере, чем в предыдущей (рис. 5.14, точки 2).

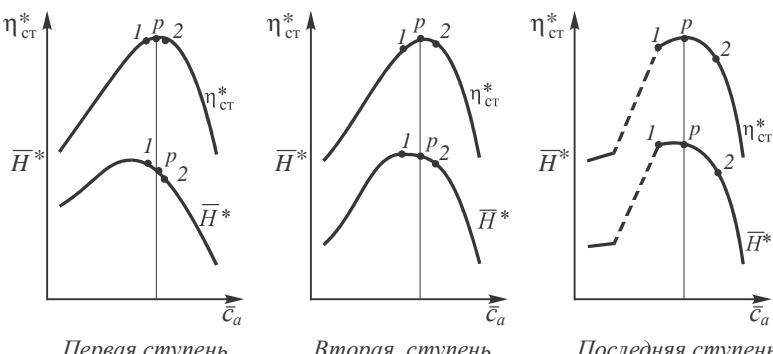


Рис. 5.14. Совместная работа ступеней компрессора при $\bar{n}_{пр} = \text{const} = 1$:

p – расчетный режим; 1 – $G_{в,пр} < G_{в,пр,р}$; 2 – $G_{в,пр} > G_{в,пр,р}$

Описанный эффект рассогласования ступеней можно проиллюстрировать также анализом изменения давления по ступеням на различных режимах. На рис. 5.15 приведены результаты экспериментального определения изменения статического давления вдоль тракта шестиступенчатого компрессора при одном и том же значении приведенной частоты вращения, но при трех различных расходах воздуха (k – сечение на выходе из компрессора). Как видно, в первых ступенях повышение давления примерно одинаково на всех режимах. Но в последних ступенях интенсивность повышения давления существенно меняется при изменении режима работы компрессора.

сопа и на линии 2 в последней ступени наблюдается уже не рост, а падение давления – её режим переходит глубоко в правую ветвь характеристики.

Таким образом, в многоступенчатом компрессоре малому изменению режима работы (коэффициента расхода) первой ступени соответствует значительно более резкое изменение режима работы последних ступеней. Этот эффект будет проявляться тем в большей мере, чем больше общая степень повышения давления в компрессоре и чем круче идут характеристики каждой ступени.

Отмеченная особенность имеет место, конечно, не только при расчетном, но и при любом другом значении $\bar{n}_{\text{пр}}$ и приводит к тому, что характеристика многоступенчатого компрессора всегда протекает круче, чем характеристики ступеней. Крутизна характеристик многоступенчатого компрессора особенно велика при высоких окружных скоростях, так как здесь, с одной стороны, достигаются наибольшие значения π_k^* , а с другой – характеристики каждой ступени становятся также более крутыми.

5.5.2. Граница устойчивой работы нерегулируемого компрессора

Изложенные выше особенности совместной работы ступеней во многом определяют форму и расположение границы устойчивой работы многоступенчатого компрессора.

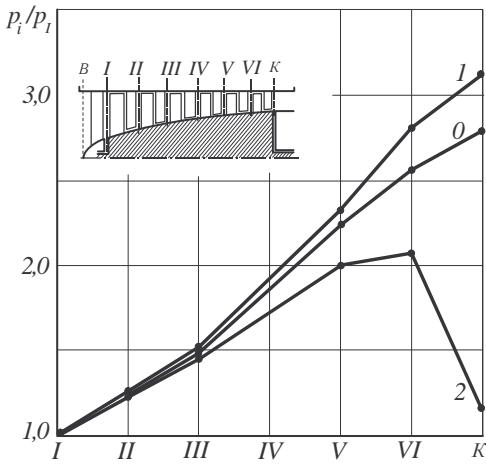


Рис. 5.15. Распределение давления по тракту шестиступенчатого компрессора на различных режимах работы при $n_{\text{пр}} = \text{const}$: 0 – на оптимальном режиме; 1 – вблизи границы устойчивости; 2 – вблизи режима запирания выходного НА; (I, II, … – сечения на входе в первую, вторую и т.д. ступени)

Рассмотрим особенности возникновения срыва в нерегулируемом компрессоре при значениях $\bar{n}_{\text{пр}}$, близких к расчетным, т.е. при $\bar{n}_{\text{пр}} \approx 1$.

В этом случае рассогласование ступеней невелико и на оптимальном режиме работы компрессора углы атаки на лопаточных венцах во всех ступенях также близки к расчетным. При уменьшении расхода воздуха наиболее резко будут увеличиваться углы атаки в последних ступенях компрессора и поэтому в рассматриваемом случае критические углы атаки будут достигнуты, прежде всего, в последних ступенях. Однако вследствие малого рассогласования ступеней углы атаки в остальных ступенях также будут близки к критическим. Возникновение срыва в какой-либо из последних ступеней, имеющих большие значения \bar{d} , как указывалось, сопровождается образованием срывной зоны значительных размеров и резким падением напора. Дросселирующий эффект, оказываемый срывной зоной на поток в соседних лопаточных венцах, в условиях малых запасов по срыва в остальных ступенях приводят к очень быстрому (за несколько сотых долей секунды) распространению срыва на весь компрессор.

Описанная картина наблюдается обычно в диапазоне $\bar{n}_{\text{пр}} \approx 0,9$ и более. При значительном снижении приведенной частоты вращения ($\bar{n}_{\text{пр}} < 0,7...0,8$) рассогласование ступеней становится существенным, причем на оптимальном режиме работы компрессора первые ступени работают с повышенными углами атаки, а последние – с сильно пониженными (см. рис. 5. 12). Поэтому при уменьшении расхода воздуха, несмотря на более быстрое уменьшение коэффициентов расхода в последних ступенях, критические углы атаки обычно достигаются раньше в первой или в одной из первых ступеней, причем это упреждение будет тем более значительным, чем меньше $\bar{n}_{\text{пр}}$. Однако, в первых ступенях, имеющих относительно длинные лопатки, срывные зоны имеют первоначально небольшие размеры (см. рис. 5.11), и поэтому вызванные ими возмущения могут оказаться недостаточными для распространения срыва на последующие ступени, имеющие углы атаки значительно меньше критических. В результате в этом случае возникшие срывные зоны первоначально захватывают обычно только одну или несколько первых ступеней, не нарушая устойчивой работы компрессора в целом. Лишь при дальнейшем уменьшении расхода воздуха

срывные зоны постепенно увеличиваются в размерах и захватывают все большее число ступеней, пока увеличение углов атаки не приведет к срыву потока уже во всем компрессоре.

При промежуточных между двумя рассмотренными случаями значениях $\bar{n}_{\text{пр}}$, когда при уменьшении расхода воздуха критические углы атаки также достигаются первоначально в первых ступенях, но запасы по углам атаки в остальных ступенях при этом невелики, срыв потока, возникший в одной из первых ступеней, сразу распространяется на весь компрессор. Поэтому в некотором диапазоне значений приведенной частоты вращения, лежащем ниже расчетного, граница устойчивой работы компрессора может определяться возникновением срыва в первых его ступенях.

Таким образом, на характеристике нерегулируемого компрессора можно отметить три диапазона $\bar{n}_{\text{пр}}$, в каждом из которых возникновение и распространение срыва потока имеет свои особенности (рис. 5.16). В диапазоне I граница устойчивости определяется срывом потока в последних ступенях. В диапазоне II нарушение устойчивости течения в компрессоре в целом совпадает с возникновением срыва в одной из первых или средних ступеней. Наконец, при пониженных $\bar{n}_{\text{пр}}$ (диапазон III) – срыв потока возникает сначала в первых ступенях, но имеется такая область режимов (заштрихованная область на рис. 5.16), где при наличии вращающегося срыва в первых ступенях компрессор в целом работает устойчиво.

В соответствии с наличием трех указанных диапазонов $\bar{n}_{\text{пр}}$ граница устойчивости нерегулируемого многоступенчатого компрессора имеет обычно характерную *s*-образную форму, которая оказывается тем резче выраженной, чем выше расчетное значение π_k^* .

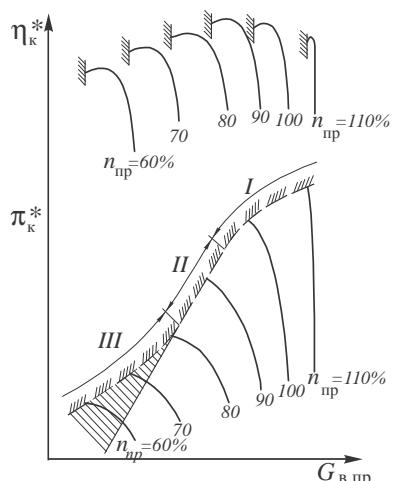


Рис. 5.16. Граница устойчивой работы многоступенчатого компрессора

5.6. СРЫВНЫЕ И НЕУСТОЙЧИВЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ КОМПРЕССОРОВ

Рассмотрим более подробно процесс нарушения устойчивой работы компрессора. При значениях $\bar{n}_{\text{пр}} > 0,8...0,85$, как указывалось, срыв потока, возникший в каком-либо одном из лопаточных венцов компрессора, быстро распространяется на все ступени и приводит к самопроизвольному скачкообразному падению расхода воздуха и степени повышения давления, как показано на рис. 5.17 (кривая $\bar{n}_{\text{пр1}}$).

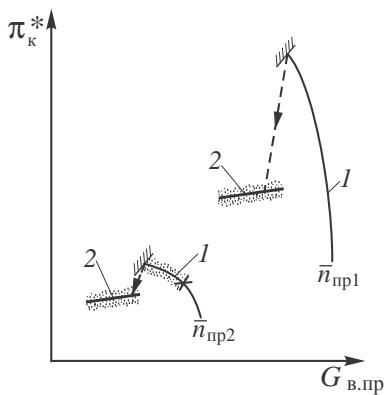


Рис. 5.17. Нормальные (1) и срывные (2) ветви напорных кривых на характеристике компрессора ($n_{\text{пр1}} = 1$; $n_{\text{пр2}} << 1$)

На рис. 5.18 показана типичная осциллограмма такого процесса потери устойчивости. Здесь линия 1 представляет собой запись изменения давления воздуха непосредственно за компрессором, линия 2 — изменения давления на входе в первую

ступень, а линия 3 — перепада давлений в мерном входном коллекторе (см. рис. 5.1), служащем для измерения расхода воздуха, т.е. запись $\Delta p_{\text{вх}}$. На осциллограмме линией 4 записано также изменение проходной площади дросселя, установленного за компрессором.

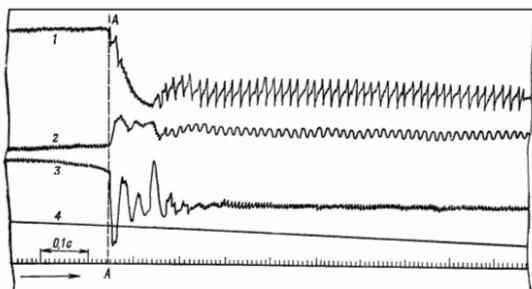


Рис.5.18. Осциллограмма срыва потока в многоступенчатом компрессоре

Как видно из рис. 5.18, при уменьшении площади сечения дросселя до момента, отмеченного на осциллограмме линией $A - A$, значения p_k , p_v и Δp_{vx} испытывают только высокочастотные колебания малой амплитуды. По мере прикрытия дросселя расход воздуха через компрессор уменьшается и в момент A возникает срыв потока. При этом p_k и расход воздуха резко падают, а p_v (статическое давление на входе в компрессор), наоборот, возрастает из-за резкого уменьшения расхода и выброса сюда части сжатого воздуха через зоны срыва. Этот выброс внешне сопровождается обычно сильным звуковым эффектом (“хлопком”).

Процесс падения p_k протекает очень быстро (в данном случае он занимает около 0,1 с) и завершается формированием вращающегося срыва, наличие которого проявляется на рис. 5.18 в виде периодических пульсаций p_k и p_v сравнительно высокой частоты (обычно от нескольких десятков до сотен герц). Первоначальный выброс воздуха на вход в компрессор сопровождается кратковременными колебаниями расхода, которые делятся в данном случае всего около 0,15 с и затем исчезают. Средние значения p_k и p_v , на которые наложены пульсации, вызванные вращающимся срывом, также не испытывают при этом заметных колебаний. Таким образом, в данном случае после перехода на срывную ветвь характеристики компрессора работает снова устойчиво, но с существенно пониженными значениями степени повышения давления, расхода воздуха и КПД.

Аналогичный характер может иметь процесс нарушения устойчивости и при пониженных значениях приведенной частоты вращения, но по мере снижения $\bar{n}_{\text{пр}}$ “хлопок” становится все более слабым.

В эксплуатации такой процесс потери устойчивости часто характеризуется термином “**помпажный срыв**” (его не следует отождествлять со срывом потока на отдельных лопаточных венцах).

В результате падения π_k^* тяга двигателя резко снижается (практически до нуля). При этом, как и для ступеней с короткими лопатками (см. рис. 5.10), в характеристике компрессора наблюдается гистерезис, и для вывода компрессора из срывающего режима необходимо сделать сопротивление сети значительно меньшим, чем оно было в момент возникновения срыва.

В эксплуатации может наблюдаться и другая форма неустойчивой работы компрессора, именуемая термином “**помпаж**” и отличающаяся от описанной возникновением сильных низкочастотных колебаний давления и расхода воздуха во всем газовоздушном тракте, в котором работает компрессор.

На рис. 5.19 приведена осциллограмма помпажа, полученная для того же компрессора, к которому относилась осциллограмма рис. 5.18. Цифры на линиях имеют здесь прежнее значение. Как видно, в этом случае первоначально наблюдается примерно такое же скачкообразное падение p_k и расхода воздуха, как и на рис. 5.18. Но уже примерно через 0,2 с восстанавливаются высокие значения p_k и Δp_{vx} , близкие к имевшим место до потери устойчивости. Затем весь процесс повторяется снова и снова, т. е. в компрессоре возникают периодические колебания давления и расхода (скорости) воздуха, имеющие большую амплитуду и сравнительно малую частоту.

Исследования показывают, что эта частота зависит от объема (массы) воздуха, заключенного в компрессоре и в присоединенных к нему трубопроводах (элементах тракта двигателя). Обычно она составляет несколько герц и сравнительно слабо зависит от частоты вращения ротора компрессора. Внешне возникновение помпажа проявляется как сильный шум и тряска двигателя, сопровождающиеся падением тяги. Кроме того, как при срыве, так и при помпаже резко растет температура газов в турбине и возникает опасность её перегрева. Наконец, наличие вращающегося срыва может стать источником возбуждения

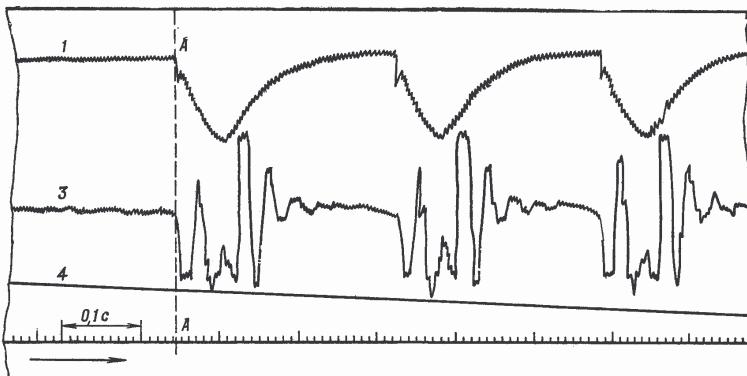


Рис.5.19. Осциллограмма помпажа в многоступенчатом компрессоре

опасных вибраций лопаток. Поэтому сколько-нибудь длительная эксплуатация двигателя на этих режимах недопустима.

Исследования показывают, что первопричиной помпажа, так же как и срыва, являются возникновение и развитие срыва потока с лопаток компрессора. Поэтому основным способом борьбы с неустойчивой работой компрессора в различных условиях эксплуатации является уменьшение углов атаки в тех ступенях или в той части лопаток, где эти углы оказываются слишком близкими к критическим (см. ниже). При этом отметим, что все сказанное выше об условиях распространения срыва в компрессоре при различном характере рассогласования режимов работы его ступеней и о возможных формах нарушения устойчивой работы в качественном отношении полностью относится к компрессорам со ступенями любого типа.

5.7. РАБОЧИЕ РЕЖИМЫ И ЗАПАС УСТОЙЧИВОСТИ КОМПРЕССОРА В СИСТЕМЕ ГТД

При определении характеристик компрессора на стенде (например, типа изображенного на рис. 5.1) можно получить почти все возможные режимы работы компрессора. При работе компрессора в системе ГТД той или иной схемы реализуется лишь часть этих возможных режимов, занимающая некоторую область в поле характеристики компрессора – область рабочих режимов. Значения π_k^* и $G_{v,pr}$, соответствующие какому-либо конкретному рабочему режиму, изображаются на характеристике компрессора **рабочей точкой**. Важное значение в теории ГТД имеют рабочие точки, соответствующие установившимся режимам работы двигателя, т. е. постоянным во времени значениям частоты вращения, подачи топлива и других параметров и факторов, которые могут влиять на работу элементов двигателя.

Для большинства схем авиационных ГТД каждому значению приведенной частоты вращения на установившихся режимах соответствует только одна рабочая точка. Соединив такие рабочие точки, относящиеся к различным значениям \bar{n}_{pr} , получим **рабочую линию** (линию рабочих режимов). Таким образом, рабочая линия представляет собой совокупность рабочих точек, соответствующих

всем установившимся режимам работы компрессора в системе конкретного ГТД.

Форма и расположение рабочей линии в поле характеристики компрессора зависят от расчетных параметров компрессора, типа двигателя и программы ("закона") его регулирования. Способы ее построения будут рассмотрены во второй части данного учебника (в главе 15). Для примера на рис. 5.20 показано типичное расположение рабочей линии на характеристике нерегулируемого компрессора

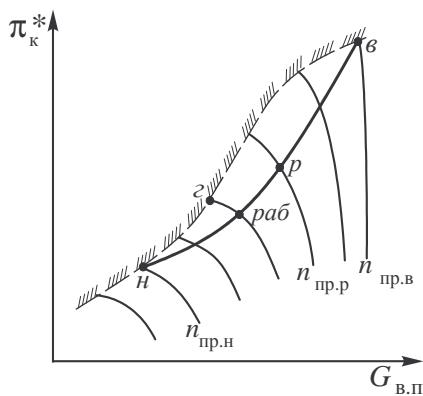


Рис. 5.20. Рабочая линия на характеристике компрессора ТРД

устойчивая работа компрессора в системе двигателя, соответствующая точке v , называется "верхним срывом". (Конкретные формы потери устойчивости этими терминами не определяются). У компрессоров с малыми расчетными значениями π_k^* нижний срыв обычно отсутствует.

Удаление рабочей точки (точки $раб$) от точки g на границе устойчивой работы (при том же $n_{пр}$) предоставляет собой запас, который имеется в данной рабочей точке по отношению к возможному смещению её положения в сторону границы устойчивости (или смещения по каким то причинам самой границы устойчивости), при котором устойчивая работа компрессора еще не будет нарушена. Количественную оценку этого запаса принято производить следующим образом.

с высокой расчетной степенью повышения давления), работающего в системе ТРД. Как видно, в этом случае рабочая линия пересекает границу устойчивой работы компрессора в двух точках h и v . Первая из них лежит в области значений $\bar{n}_{пр}$, меньших расчетного, и поэтому соответствующее этой точке нарушение устойчивой работы компрессора называется "нижним срывом". Неустой-

Если $\pi_{\text{к.раб}}^*$ и $G_{\text{в.пр.раб}}$ есть степень повышения давления и приведенный расход воздуха в рабочей точке, а $\pi_{\text{к.г}}^*$ и $G_{\text{в.пр.г}}$ — то же на границе устойчивости при том же значении $\bar{n}_{\text{пр}}$, то отношение

$$K_y = \frac{\pi_{\text{к.г}}^* / G_{\text{в.пр.г}}}{\pi_{\text{к.раб}}^* / G_{\text{в.пр.раб}}} \quad (5.8)$$

называется **коэффициентом устойчивости** компрессора, а величина

$$\Delta K_y = (K_y - 1) \cdot 100\%, \quad (5.9)$$

(определенная в процентах), называется **запасом устойчивости**.

При расчетном значении приведенной частоты вращения запас устойчивости компрессора в авиационных ГТД обычно составляет 15...20% и более.

5.8. ЗАДАЧИ И СПОСОБЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ КОМПРЕССОРОВ ГТД

Выше было показано, что при $\bar{n}_{\text{пр}} < 1$ режимы работы первых ступеней переходят на левые ветви их характеристик, приближаясь к границе срыва, а у последних ступеней — на правые ветви с отрицательными углами атаки. Это негативно сказывается как на КПД компрессора, так и на запасе его устойчивости. И если ухудшение этих параметров при $\bar{n}_{\text{пр}} > 1$ можно ограничить просто путем ограничения максимально допустимых в эксплуатации значений $\bar{n}_{\text{пр}}$, то область $\bar{n}_{\text{пр}} < 1$ охватывает широкий диапазон эксплуатационных режимов, начиная с режимов запуска двигателя. Поэтому, если, например, рабочая кривая при некотором значении $\bar{n}_{\text{пр}}$ доходит до точек нижнего срыва (см. рис. 5.20), то эксплуатация двигателя с таким компрессором оказывается невозможной. Поэтому с целью уменьшения рассогласования ступеней многоступенчатого компрессора на нерасчетных режимах в авиационных ГТД широко применяются различные способы регулирования компрессоров, решающие следующие основные задачи:

- повышение запасов устойчивости компрессора в области $\bar{n}_{\text{пр}} < 1$ для обеспечения устойчивой работы его во всех условиях эксплуатации;
 - повышение КПД компрессора на нерасчетных режимах при $\bar{n}_{\text{пр}} < 1$;
 - снижение уровня вибранапряжений в лопатках, возникающих на повышенных углах атаки.
- Основными способами регулирования компрессоров являются:
- перепуск воздуха из проточной части компрессора в атмосферу, в наружный контур двигателя или в какое-либо другое пространство с пониженным давлением;
 - щелевой (кольцевой) перепуск;
 - поворот лопаток направляющих аппаратов или рабочих лопаток;
 - изменение соотношения (на нерасчетных режимах) между частотами вращения различных ступеней за счет разделения компрессора на каскады (группы ступеней).

Рассмотрим существование и некоторые особенности каждого из этих способов.

5.8.1. Перепуск воздуха

Перепуск воздуха является одним из наиболее простых в конструктивном отношении способов регулирования компрессора. Как видно из рис. 5.20, устойчивая работа ТРД с нерегулируемым компрессором обеспечивается только при $\bar{n}_{\text{пр}} > \bar{n}_{\text{пр.н.}}$. При меньших значениях $\bar{n}_{\text{пр}}$ расход воздуха (газа) через расположенную за компрессором турбину на установившихся режимах оказывается меньшим, чем на границе устойчивой работы компрессора. Так как это происходит при $n_{\text{пр}}$ значительно меньших 100%, то срыв потока наступает прежде всего в первых ступенях компрессора. Следовательно, устойчивую работу двигателя в этой области можно обеспечить, перепустив часть воздуха из проточной части компрессора (за первыми ступенями), мимо турбины (например, в атмосферу) через специальный клапан (клапан перепуска, рис. 5.21), управляемый системой автоматического регулирования двигателя. Открытие кла-

пана перепуска при пониженных значениях приведенной частоты вращения в этом случае приводит к увеличению расхода воздуха только через первые ступени. В результате осевые скорости воздуха в этих ступенях увеличиваются, а углы атаки уменьшаются, приближаясь к расчетным, что не только обеспечивает работу этих ступеней (и вместе с тем всего компрессора) без срыва, но благоприятно сказывается на уровне вибранапряжений в лопатках. Обычно через клапаны перепуска пропускается 15...25% воздуха поступающего в данный компрессор.

В то же время затрата дополнительной работы на сжатие воздуха, выпускаемого через систему перепуска, приводит к необходимости увеличения подачи топлива в двигатель для поддержания неизменной частоты вращения ротора ГТД и соответственно к увеличению температуры газов перед турбиной, что влечет за собой уменьшение объемного расхода воздуха через последние ступени компрессора. В результате осевые скорости воздуха в этих ступенях уменьшаются, а углы атаки увеличиваются, также приближаясь к расчетным, что приводит к увеличению напора последних ступеней. Таким образом, открытие клапана перепуска при пониженных значениях $\bar{n}_{\text{пр}}$ приводит к увеличению запаса устойчивости компрессора и к некоторому увеличению π_k^* .

Однако следует подчеркнуть, что положительный эффект перепуска наблюдается только при пониженном значении $\bar{n}_{\text{пр}}$ компрессора. При высоких $\bar{n}_{\text{пр}}$ срыв потока возникает прежде всего в последних ступенях. Поэтому открытие клапана перепуска в этом случае из-за вызванного им увеличения углов атаки в последних ступенях приведет к более раннему срыву, т. е. не к увеличению, а

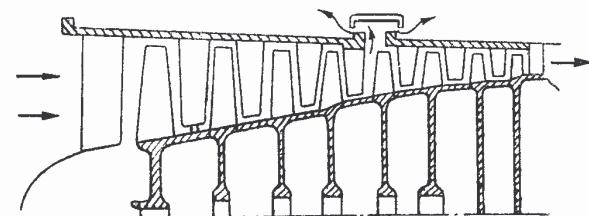


Рис.5.21. Схема осевого компрессора с клапаном перепуска воздуха

к снижению запаса устойчивости.

На рис. 5.22 показан примерный характер изменения запаса устойчивости компрессора с большим $\pi_{k,p}^*$, работающего в системе ТРД, при закрытом и открытом клапане перепуска. С точки зрения обеспечения максимального запаса устойчивости необходимо открывать окна перепуска воздуха, как только приведенная частота вращения окажется меньшей, чем в точке m . Однако непроизводительные затраты мощности на сжатие перепускаемого воздуха приводят к ухудшению экономичности двигателя при включении перепуска. Поэтому на практике значение $\bar{n}_{\text{пр}}$, при котором открываются окна перепуска, обычно располагается левее точки m и соответствует минимально допустимому запасу устойчивости или макси-

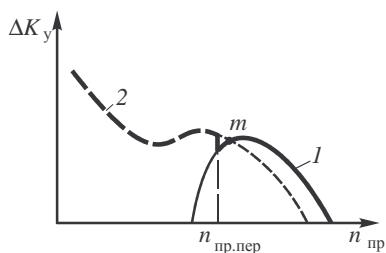


Рис. 5.22. Изменение запаса устойчивости ΔK_y по $n_{\text{пр}}$ в ТРД: 1 - без перепуска; 2 - с открытым клапаном перепуска

мально допустимому уровню вибранапряжений в лопатках при работе двигателя без перепуска.

В некоторых случаях применяют не один, а несколько рядов перепускных окон, расположенных в различных сечениях компрессора (в различных ступенях) и открываемых при снижении $\bar{n}_{\text{пр}}$ последовательно.

Щелевой перепуск. Срыв потока с лопатках первой ступени компрессора на границе устойчивости при $\bar{n}_{\text{пр}} < 1$ обычно происходит прежде всего в периферийной части рабочих лопаток, где углы атаки возрастают наиболее значительно. Для расширения диапазона устойчивой работы первой ступени, а с ней и всего компрессора (каскада), на ряде авиационных ГТД применяются специальные надроторные устройства. Эти устройства выполняются в виде кольцевой полости, расположенной над рабочим колесом первой ступени (и несколько впереди него) и сообщенной с проточной частью компрессора через щели или отверстия. Два возможных варианта их выполнения показаны на рис. 5.23. Ориентация щелей или отверстий подбирается при

этом так, чтобы была возможность возникновения кольцевого течения воздуха по типу изображенному на рис. 5.23, *а*.

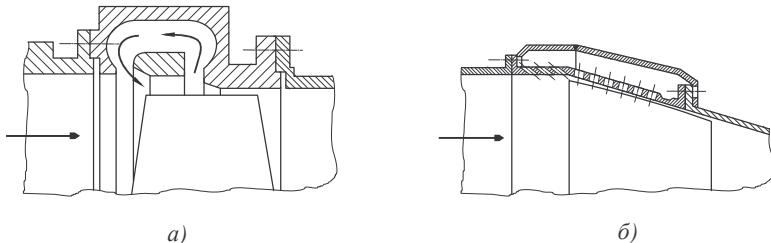


Рис. 5.23. Две схемы организации кольцевого перепуска:
а) - с кольцевой щелью; *б*) - с перфорацией

Принцип работы таких устройств состоит в следующем. При малых углах атаки повышение давления воздуха в межлопаточных каналах рабочего колеса происходит в основном в задней (по отношению к набегающему потоку) их части, т.е. ближе к задним кромкам лопаток. Так как кольцевая полость и соответственно щели смешены несколько вперед по отношению к рабочему колесу (см. рис. 5.23), то в месте расположения этих щелей давление практически не повышается, и сколько-нибудь существенных течений в кольцевой области не наблюдается. Но по мере возрастания угла атаки давление воздуха всё в большей мере начинает повышаться в передней части межлопаточного канала, и при значительном увеличении угла атаки возникает интенсивное циркуляционное течение через кольцевую полость и периферийную часть РК, подобное изображенному на рис. 5.23, *а*. В результате проходное сечение для основного потока воздуха через РК уменьшается, осевые скорости увеличиваются, а углы атаки уменьшаются. В конструкции каналов щелевого перепуска могут иметься элементы, обеспечивающие закрутку выходящего из них воздуха (в циркуляционном течении) в сторону вращения РК, что дает дополнительное уменьшение углов в периферийной части лопаток колеса.

Кроме того, при возникновении периодических пульсаций радиальных составляющих скорости потока, характерных для течений с вращающимися срывными зонами, наличие щелей или перфорации приводит к рассеиванию (диссипации) энергии пульсаций потока и тем самым задерживает развитие вращающегося срыва.

5.8.2. Поворот лопаток направляющих аппаратов или лопаток рабочих колес

Изменение в желаемом направлении углов атаки в различных лопаточных венцах компрессора может быть достигнуто соответствующим изменением углов установки (т. е. поворотом) лопаток ротора или статора при изменении режима работы двигателя.

Поворот лопаток статора (т.е. лопаток направляющих аппаратов) позволяет изменить в желаемом направлении углы атаки в различных ступенях компрессора. Возможность воздействия на углы атаки у лопаток рабочего колеса первой ступени компрессора поворотом лопаток ВНА наглядно показана на рис. 5.24. При пониженных значениях приведенной частоты вращения первая ступень работает, как было показано выше, с пониженным коэффициентом расхода \bar{c}_a , т.е. с повышенными углами атаки. Соответствующий этому случаю треугольник скоростей изображен на рис. 5.24 сплошными линиями. Там же тоже сплошными линиями изображены контуры лопаток ВНА в исходном (расчетном) положении. Если же повернуть эти лопатки (изменив их угол установки γ) на угол $\varphi = \Delta\gamma$ в положение, показанное штриховыми линиями, то вследствие изменения направления вектора скорости c_1 треугольник скоростей деформируется (как показано штриховыми линиями на рис. 5.24) и угол атаки (при неизменном значении расходной составляющей скорости воздуха) уменьшится.

Поворот лопаток статора (ВНА или НА) на уменьшение угла их установки (и, следовательно, на уменьшение угла α_1 в треугольнике скоростей на входе в расположенные за ними лопатки РК и обусловленное этим увеличение предварительной закрутки воздуха перед колесом в направлении его вращения) принято называть поворотом “на прикрытие” и приписывать ему отрицательный знак.

Как видно, при таком повороте лопаток ВНА можно и при пониженном коэффициенте расхода \bar{c}_a обеспечить сохранение расчетного угла атаки на лопатках рабочего колеса и тем самым предотвратить возникновение срыва потока и падение КПД первой ступени при $\bar{n}_{\text{пр}} < 1$. При этом угол β_2 в треугольнике скоростей

ступени (см. рис. 3.3) практически не изменится и, следовательно, одновременно с уменьшением \bar{c}_a будет уменьшаться также закрутка воздуха Δw_u (как видно на рис. 5.24) и в конечном счете работа, затрачиваемая на вращение колеса ступени, и соответственно развиваемый ею напор. В результате вся характеристика компрессора смещается при прикрытии лопаток ВНА на меньшие расходы и напоры, как показано на рис. 5.25. (Некоторое снижение максимального КПД ступени связано здесь с тем, что при повороте ВНА режимы работы РК и НА несколько рассогласовываются).

Однако поворот лопаток ВНА существенно улучшает условия обтекания лопаток РК только первой ступени. Поэтому общая эффективность такого регулирования сравнительно невелика. Кроме того, условия обтекания лопаток самого ВНА при их прикрытии,

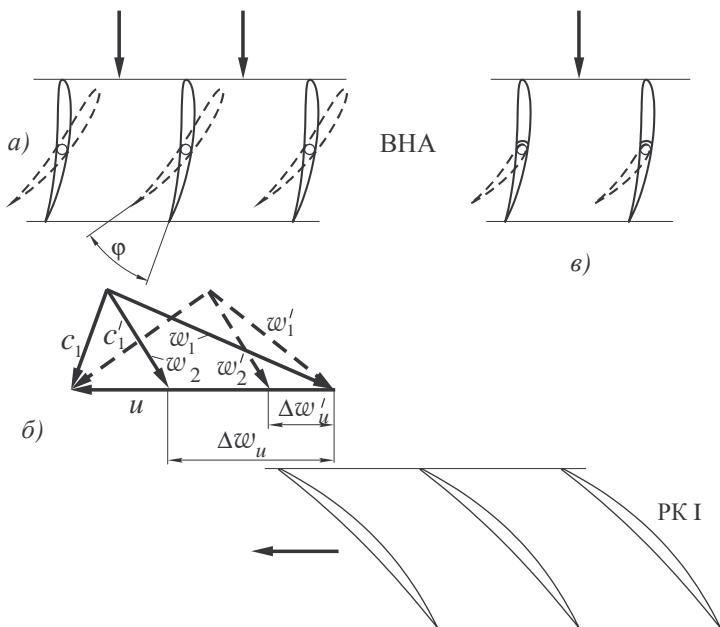


Рис. 5.24. Регулирование компрессора поворотом лопаток ВНА:
 а) - ВНА; б) - изменение треугольников скоростей;
 в) - ВНА с лопатками переменной кривизны

как видно из рис. 5.24, ухудшаются (резко возрастают углы атаки на входе в него). Поэтому КПД всего компрессора увеличивается при таком регулировании незначительно. Несколько более эффективным в этом отношении является применение ВНА с лопатками переменной кривизны, один из вариантов конструкции которых схематично показан на рис. 5.24, в.

Значительно более эффективен поворот лопаток нескольких последовательно расположенных НА. Такое регулирование компрессора по физическим основам аналогично регулированию поворотом ВНА (см. рис. 5.24). Но при этом увеличивается число рабочих колес, углы атаки на профилях лопаток которых могут быть непосредственно и существенно снижены в результате поворота стоящих перед ними НА.

Кроме того, поворот лопаток этих аппаратов, уменьшая углы атаки в рабочих лопатках, как видно из анализа треугольников скоростей, приводит одновременно к уменьшению углов атаки (т. е. к улучшению условий обтекания) и в самих поворотных аппаратах (за исключением ВНА). Поэтому, напри-

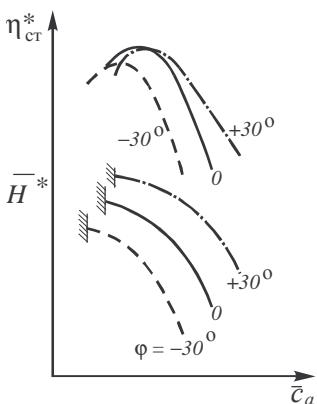


Рис. 5.25. Влияние поворота лопаток ВНА на характеристику первой ступени

мер, при регулировании компрессора поворотом НА в первой и нескольких следующих за ней ступенях (он называется поворотом НА в *группе* первых ступеней) запас устойчивости на пониженных значениях $\bar{n}_{\text{пр}}$ увеличивается настолько, что надобность в одновременном применении, например, перепуска воздуха часто отпадает (за исключением иногда режимов запуска и земного малого газа). При этом КПД компрессора при $\bar{n}_{\text{пр}} < 1$ может быть существенно повышен. Примерное изменение положения границы устойчивой работы и рабочей линии на характеристике компрессора ТРД при таком регулировании показано на рис. 5.26.

При практическом применении регулирования компрессора поворотом лопаток НА в группе первых ступеней необходимо иметь в виду два обстоятельства.

1) Углы поворота лопаток НА в различных ступенях должны быть различными. Чем меньше $\bar{n}_{\text{пр}}$ и чем дальше расположена данная ступень от середины компрессора, тем в большей мере отклоняется режим ее работы от оптимального и, следовательно, тем больше должен быть угол поворота лопаток НА, стоящего перед ее рабочим колесом, для сохранения углов атаки, близких к оптимальным. Наибольшие отрицательные углы поворота при $\bar{n}_{\text{пр}} < 1$ должен иметь ВНА.

Обычно все поворотные лопатки одной группы ступеней управляются совместно от одного механизма, а различие в углах их поворота достигается подбором плеч в рычагах этого механизма.

2) Как было показано на рис. 5.24, поворот ВНА на прикрытие уменьшает работу, затрачиваемую на вращение РК ступени и соответственно развивающий ею напор. Одновременное прикрытие ВНА и нескольких НА в группе первых ступеней еще больше снижает напор (повышение давления) в этих ступенях, а вместе с ним и степень повышения давления, и расход воздуха у компрессора в целом (см. рис. 5.26). Это благоприятно сказывается на мощности, потребной для прокрутки компрессора на режимах запуска двигателя, и на его способности быстро изменять режим работы. Поэтому у двигателей дозвуковых ЛА обычно лопатки НА в группе первых ступеней начинают прикрываться, как только $\bar{n}_{\text{пр}}$ становится меньшим единицы, как показано на рис. 5.27, a.

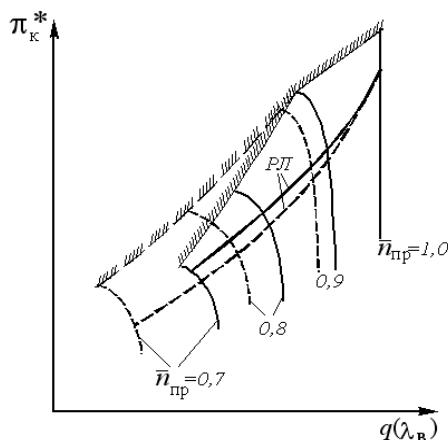


Рис. 5.26. Влияние поворота лопаток НА в группе первых ступеней на характеристику компрессора и положение рабочей линии

Однако, при сверхзвуковых скоростях полета $\bar{n}_{\text{пр}}$ может заметно уменьшится не только при снижении частоты вращения компрессора, но и за счет существенного возрастания полной температуры потока воздуха на входе в двигатель. А в этом случае снижение π_k^* и расхода воздуха при прикрытии лопаток НА приведет к значительному снижению тяги двигателя. Поэтому на двигателях сверхзвуковых самолетов прикрытие НА в группе первых ступеней обычно начинается только тогда, когда приведенная частота вращения уже заметно снизилась по сравнению с расчетной (т.е. при $\bar{n}_{\text{пр}} < \bar{n}_{\text{пр1}} < 1$), как показано на рис. 5.27, б.

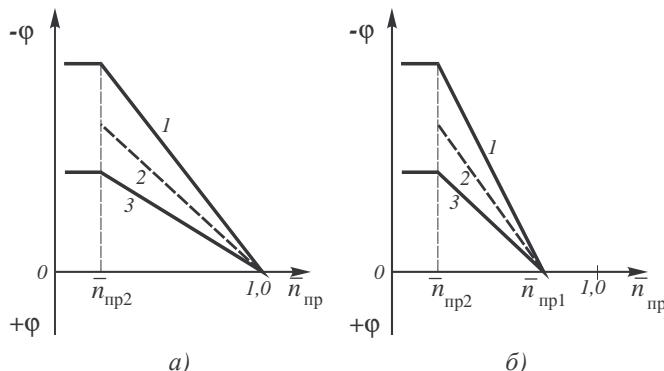


Рис. 5.27. Типичные программы регулирования компрессора поворотом лопаток НА в группе первых ступеней:
 а) - в ГТД для дозвуковых ЛА;
 б) - в ГТД для сверхзвуковых ЛА

На некоторых двигателях, рассчитанных на сверхзвуковые скорости полета (например, на ТРД АЛ-21Ф-3, устанавливаемом на самолете Су-24) применяется одновременное регулирование положения направляющих аппаратов как в группе первых, так и в группе последних ступеней. Как отмечалось выше, при снижении $\bar{n}_{\text{пр}}$ углы атаки на лопатках РК и НА в последних ступенях значительно уменьшаются. Поэтому, если лопатки НА этих ступеней повернуть "на раскрытие", т.е. в сторону, противоположную повороту НА первых ступеней, то углы атаки на лопатках РК и НА в послед-

них ступенях увеличивается, приближаясь к расчетным, что приведет к увеличению π_k^* и расхода воздуха, т.е. в конечном счете к росту тяги двигателя. При этом, чем ближе ступень к выходному сечению компрессора, тем в большей мере необходимо поворачивать лопатки её НА при снижении $\bar{n}_{\text{пр}}$. На рис. 5.28 приведен один из возможных вариантов программы регулирования положения лопаток НА в группах первых и последних ступеней такого компрессора. При уменьшении приведенной частоты вращения по сравнению с расчетной лопатки НА в первых ступенях поворачиваются "не прикрытие" ($\phi < 0$), а в последних – "на раскрытие" ($\phi > 0$). Но если приведенная частота вращения становится меньше некоторого значения $\bar{n}_{\text{пр}1}$, которое соответствует минимально возможному значению $\bar{n}_{\text{пр}}$ в условиях сверхзвукового полета на фиксированном режиме, то поворотные лопатки в группе последних ступеней возвращаются в расчетное положение. Это делается для того, чтобы при $\bar{n}_{\text{пр}} < \bar{n}_{\text{пр}1}$ использовать отмеченные выше возможности облегчения запуска двигателя и ускорения перехода на повышенные режимы при прикрытии НА в группе только первых ступеней.

Регулирование положения НА и в первых, и в последних ступенях является конструктивно более сложной задачей, чем поворот НА в группе только первых ступеней, и приводит к более дорогому компрессору. Поэтому такое регулирование применяется редко.

Поворот рабочих лопаток также может служить средством приближения углов атаки на нерасчетных режимах к их расчетным значениям. Но в конструктивном отношении он значительно более сложен и в настоящее время практически не применяется.

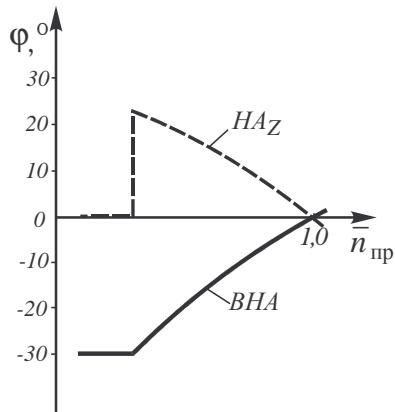


Рис. 5.28. Примерная программа регулирования компрессора поворотом лопаток НА в группе первых и в группе последних ступеней

5.8.3. Разделение компрессора на каскады (группы ступеней)

Каскадом компрессора, как уже отмечалось, называется группа ступеней, установленных на одном валу и приводимых отдельной турбиной. Идея разделения компрессора на стоящие друг за другом каскады с целью улучшения работы его ступеней на нерасчетных режимах сводится к тому, что компрессор с высоким расчетным значением π_k^* разделяется на группы ступеней со значительно меньшей величиной $\pi_{k,p}^*$ и соответственно с меньшим возможным рассогласованием ступеней в пределах каждой из них. А рассогласование ступеней, находящихся в разных каскадах, может быть уменьшено за счет естественного или принудительного изменения соотношения частот вращения каскадов при изменении общей степени повышения давления. Число каскадов в компрессорах современных ГТД достигает трех.

Примером использования этой идеи может служить двухвальный ТРД, схема которого приведена на рис. 5.29. Здесь первая группа ступеней образует так называемый компрессор (каскад) низкого давления (КНД), а вторая группа — компрессор (каскад) высокого давления (КВД). Оба компрессора расположены на соосных валах и приводятся во вращение каждый от своей турбины. На расчетном режиме все ступени компрессора работают согласованно (хотя частоты вращения КНД и КВД могут насколько различаться).

В компрессоре, не разделенном на каскады, при уменьшении приведенной частоты вращения углы атаки в первых ступенях растут, что приводит к возрастанию аэродинамических нагрузок на лопатки — ступени “затягиваются”. В последних ступенях (соответствующих КВД), наоборот, углы атаки уменьшаются, ступени “облегчаются”. Иными

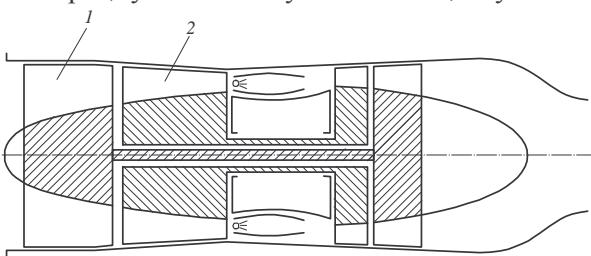


Рис. 5.29. Схема двухвального ТРД: 1 - КНД; 2 - КВД

словами, распределение между ступенями работы, затрачиваемой на их вращение, изменяется в сторону увеличения доли работы, приходящейся на первые ступени. В одновальном

компрессоре это перераспределение происходит за счет изменения усилий (напряжений) в элементах, передающих крутящий момент от турбины к венцам рабочих лопаток различных ступеней. Но в рассматриваемой схеме КНД и КВД не связаны механически друг с другом, а распределение работы между ступенями турбины изменяется мало. Поэтому у “затяжеленного” КНД частота вращения $n_{\text{НД}}$ упадет, а у “облегченного” КВД частота вращения $n_{\text{ВД}}$ возрастет по сравнению с частотой вращения нерегулируемого (не разделенного на каскады) компрессора в аналогичных условиях. В результате так называемое **скольжение** роторов $s = n_{\text{ВД}} / n_{\text{НД}}$ при снижении приведенной частоты вращения любого из них увеличится, как показано на рис. 5.30. Расход воздуха при этом по сравнению с нерегулируемым компрессором изменится мало, так как снижение частоты вращения КНД и увеличение её у КВД воздействуют на расход взаимно противоположным образом.

Но снижение $n_{\text{НД}}$ при неизменном расходе воздуха означает уменьшение углов атаки в ступенях КНД, а увеличение $n_{\text{ВД}}$ — соответствующее увеличение углов атаки в последних ступенях двухкаскадного компрессора. Таким образом, в рассматриваемом ТРД с двухкаскадным компрессором наблюдается эффект *саморегулирования* компрессора, в результате которого рассогласование его ступеней существенно уменьшается, что приводит к значительному возрастанию его КПД и запаса устойчивости (по сравнению с нерегулируемым компрессором) и в ряде случаев позволяет обойтись без других средств регулирования.

В заключение отметим, что выбор того или иного способа регулирования компрессора ГТД зависит от многих факторов, среди которых первостепенное значение имеют расчетная степень повышения давления, принципиальная схема двигателя и его назначение. При этом могут использоваться также сочетания различных способов регулирования.

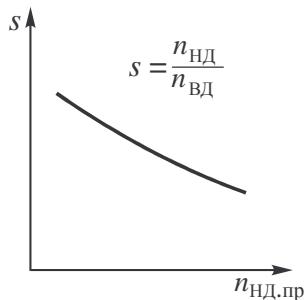


Рис. 5.30. Изменение скольжения роторов в двухвальном ТРД при изменении $n_{\text{НД,пр}}$

Г л а в а 6

ТЕОРИЯ СТУПЕНИ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

6.1. НАЗНАЧЕНИЕ ТУРБИН ГТД И ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К НИМ

Турбины, в зависимости от их назначения, могут быть выполнены по различным схемам. В авиационных ГТД применяются исключительно **осевые** турбины, течение газа в которых происходит (подобно осевым компрессорам) на поверхностях тока, близких к цилиндрическим поверхностям, окружающим ось турбины. Во вспомогательных авиационных силовых установках иногда используются **центро斯特ремительные** турбины, аналогичные (по схеме проточной части) центробежным компрессорам. Но течение газа в них противоположно течению воздуха в центробежном компрессоре, т. е. направлении от периферии к приводным сечениям рабочего колеса.

Турбина в авиационных ГТД *предназначается* для привода во вращение компрессора (в ГТД всех типов), а также вентилятора (в двухконтурных ТРД) и для получения мощности, необходимой для вращения тянувшего винта или винтовентилятора (в ТВД или ТВВД) или несущего винта в вертолётных двигателях. Кроме того, некоторая (незначительная) часть мощности турбины используется для привода насосов, электрогенераторов и других агрегатов самолёта (вертолёта) и двигателя. Для получения необходимой мощности в турбине происходит преобразование энергии сжатого и нагретого газа в механическую работу на её валу.

Основными требованиями к турбинам ГТД являются: высокий КПД, малые затраты мощности на охлаждение лопаток, минимально возможные масса и габариты при данных параметрах, а также надежность работы (при высокой температуре газа) на всех эксплуатационных режимах и возможно малая стоимость изготовления (зависящая, кроме других параметров, от числа ступеней).

В авиационных ГТД нашли применение только *осевые* одно- и многоступенчатые турбины. При этом, как и многоступенчатый компрессор, многоступенчатая турбина может быть разделена на несколько групп ступеней (каскадов), расположенных на соосных валах. Процесс расширения газа в многоступенчатой турбине ГТД состоит из ряда последовательно протекающих процессов расширения в отдельных ступенях. Поэтому ниже изложение теории газовых турбин ГТД начинается с изложения принципа работы и основных параметров ступени газовой турбины.

6.2. СХЕМА И ПРИНЦИП РАБОТЫ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ

Ступень газовой турбины в ГТД состоит из неподвижного **соплового аппарата** (СА) и расположенного за ним вращающегося **рабочего колеса** (РК). Схема ступени газовой турбины ГТД с указанием обозначений характерных сечений ее проточной части дана на рис. 6.1. Пренебрегая (как и в ступени компрессора) отличием поверхностей тока от цилиндрических, рассечем ступень цилиндрической поверхностью $B-B$ и развернем это сечение на плоскость. В результате получим сечение решеток профилей СА и РК (рис. 6.2). Рассмотрим характерную форму турбинных решеток профилей и течение газа через эти решетки.

На входе в сопловой аппарат газ имеет давление p_0 и температуру T_0 . Вектор скорости газа в этом сечении c_0 обычно направлен параллельно оси вращения РК или под малым углом к ней. Лопатки СА имеют большую кривизну. Поэтому угол α_1 , под которым выходит газ из

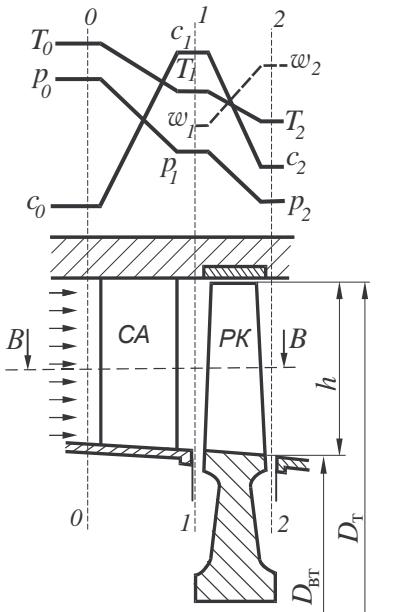


Рис. 6.1. Схема ступени газовой турбины: CA - сопловой аппарат; PK - рабочее колесо

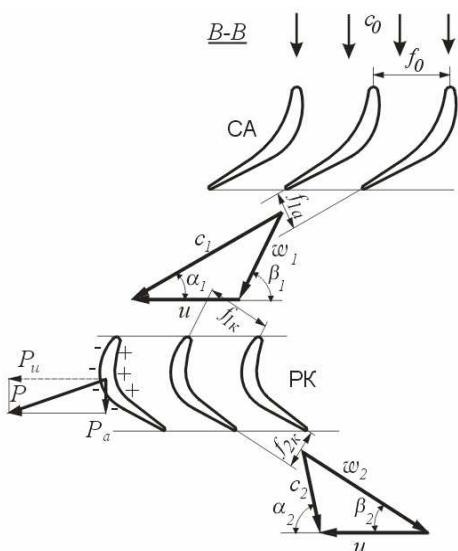


Рис. 6.2. Течение газа в ступени газовой турбины

потока и соответственно к падению его давления и температуры (см. рис. 6.1), подобно разгону потока в суживающемся сопле.

Вектор скорости газа на входе в рабочие лопатки \vec{w}_1 (в относительном движении) равен разности векторов скоростей \vec{c}_1 и \vec{u} , т.е. $\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u}_1$ (см. треугольник скоростей перед рабочим колесом на рис. 6.2). Рабочие лопатки также имеют большую кривизну, причем их передние кромки (во избежание срыва потока) ориентируются по направлению вектора \vec{w}_1 . При этом вектор относительной скорости газа \vec{w} значительно изменяет свое направление в рабочем колесе. Но изменение его абсолютной величины может быть различным. Ступени турбины принято разделять на **активные** и **реактивные**. В рабочем колесе активной ступени турбины относительная скорость w практически остается (по модулю) постоянной (так как давление газа перед и за РК одинаково). В реактивной же ступени (а именно такие ступени применяются в авиационных ГТД) давление газа в

соплового аппарата (см. рис. 6.2), обычно равен $20 \dots 30^\circ$ (на рис. 6.2 он для упрощения рисунка несколько больше), в результате чего поперечное сечение каждой струи газа, прошедшего через межлопаточный канал соплового аппарата, на выходе из него оказывается существенно меньше, чем на входе ($f_{1a} < f_0$). Поскольку скорость c_0 существенно меньше скорости звука, уменьшение площади сечения межлопаточного канала приводит к значительному росту скорости газового

рабочем колесе падает ($p_2 < p_1$) и соответственно относительная скорость газа растет ($w_2 > w_1$) (см. рис. 6.1). Обычно течение газа в решетке РК дозвуковое, и тогда для увеличения скорости газа межлопаточные каналы РК должны быть суживающимися ($f_{2k} < f_{1k}$), как показано на рис. 6.2.

Вектор абсолютной скорости газового потока за рабочим колесом \vec{c}_2 определяется как сумма векторов относительной скорости \vec{w}_2 и окружной скорости лопаток \vec{u} , т.е. $\vec{c}_2 = \vec{w}_2 + \vec{u}_2$ (см. рис. 6.2). Обычно выход газа из ступени турбины на расчетном режиме близок к осевому, т.е. угол α_2 близок к 90° .

При обтекании лопаток рабочего колеса давление на корытце каждого профиля (в результате воздействия центробежных сил при повороте потока) оказывается существенно выше, чем на спинке. Поэтому на каждой лопатке РК возникает аэродинамическая сила P , которая в общем случае направлена так, как показано на рис. 6.2. Она может быть разложена на окружную P_u и осевую P_a составляющие и в конечном счете P_u является той силой, которая создает крутящий момент на валу турбины.

Треугольники скоростей в сечениях 1—1 и 2—2 обычно совмещаются на одном чертеже (рис. 6.3), называемом **треугольником скоростей ступени** турбины. При этом в общем случае поверхность тока, для которой проводится построение такой фигуры, может отличаться от цилиндрической, и тогда значения окружных скоростей в сечениях 1—1 и 2—2 будут различными. Кроме того, необходимо учитывать возможное изменение осевой составляющей скорости газа при его прохождении

через рабочее колесо, зависящее от формы проточной части ступени (изменения высоты лопаток по тракту) и соотношения плотностей газа перед и за колесом. Обычно осевая скорость газового потока несколько увеличивается по тракту турбины, т.е. $c_{2a} > c_{1a}$.

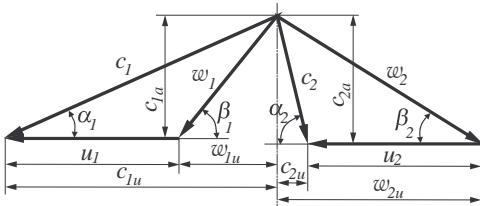


Рис.6.3. Треугольник скоростей ступени турбины

6.3. РАБОТА ГАЗА НА ОКРУЖНОСТИ КОЛЕСА СТУПЕНИ

В главе 3 было показано, что для произвольно выбранного элемента рабочего колеса ступени компрессора, расположенного между двумя близкими друг другу поверхностями тока, работа, затрачиваемая на его вращение, в расчете на единицу массы воздуха, проходящего между этими поверхностями тока, может быть определена по формуле Эйлера (3.3): $L_u = c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1$.

Аналогичная формула может быть получена таким же путем и для элемента рабочего колеса ступени турбины. Но при этом надо учесть, что формула (3.3) для ступени компрессора определяет работу, *затрачиваемую* на вращение лопаток РК, тогда как для ступени турбины надо определить работу, *получаемую* в результате силового воздействия газа на вращающееся колесо. Поэтому знаки обоих членов формулы (3.3) надо поменять на обратные. Но, кроме того, в теории турбин принято отсчитывать значения углов α_2 и β_2 в сторону, противоположную направлению отсчета углов α_1 и β_1 (см. рис. 6.3), а не так, как в ступени компрессора (см. рис. 3.3). Соответственно для ступени турбины окружные составляющие скоростей c_2 и w_2 считаются положительными, если они направлены в сторону, противоположную направлению вращения колеса. Тогда для ступени турбины

$$L_u = c_{1u} u_1 + c_{2u} u_2, \quad (6.1)$$

или

$$L_u = u_1 c_1 \cos \alpha_1 + u_2 c_2 \cos \alpha_2. \quad (6.2)$$

Работа на валу ступени турбины в целом может быть найдена, как и для компрессора, путем интегрирования значений L_u для каждой элементарной ступени (с учетом расхода газа через неё) с последующим отнесением результата интегрирования ко всему расходу газа через ступень, т.е. по формуле, аналогичной (3.4):

$$L_{\text{ст}} = \frac{1}{G_{\Gamma}} \int_0^{G_{\Gamma}} L_u dG_{\Gamma}. \quad (6.3)$$

6.4. ИЗОБРАЖЕНИЕ ПРОЦЕССА РАСШИРЕНИЯ ГАЗА В СТУПЕНИ В p , v - И i , s - КООРДИНАТАХ

На рис. 6.4 и рис. 6.5 изображен процесс расширения газа в ступени газовой турбины в p , v - и i , s - координатах. Точка 0, лежащая на изобаре $p = p_0$, соответствует состоянию газа на входе в сопловой аппарат. Линия 0–2_{ад} изображает идеальный (адиабатный) процесс расширения газа в неохлаждаемой ступени. В i , s - координатах эта линия представляет собой вертикальную прямую. Реальный процесс расширения газа в ступени сопровождается гидравлическими потерями, приводящими к выделению теплоты трения и увеличению энтропии, и может быть представлен политропой 0–2, лежащей правее адиабаты. Точки 1_{ад} и 1, 2_{ад} и 2 изображают состояние газа соответственно на выходе из СА и на выходе из РК в идеальном и реальном процессах. Сравнивая реальный и идеальный процессы расширения, протекающие до одного и того же давления, т. е. до изобары $p = p_2$, следует подчеркнуть, что в реальном процессе температура и соответственно удельный объем газа оказываются более высокими, чем в идеальном.

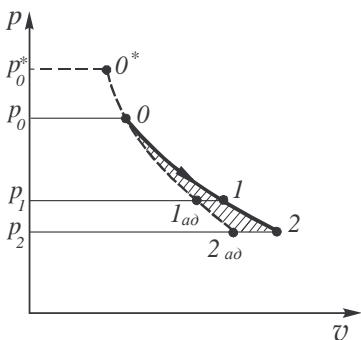


Рис. 6.4. Процесс расширения газа в ступени турбины в p , v - координатах

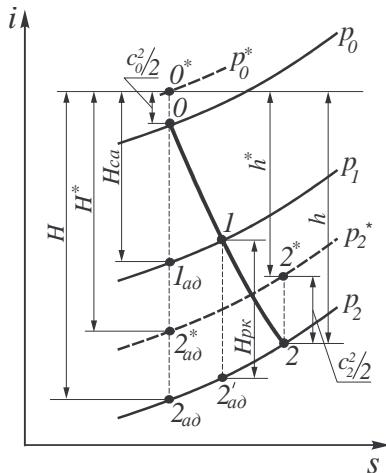


Рис. 6.5. Процесс расширения газа в ступени турбины в i , s - координатах

Таким образом, если в компрессоре диссипация энергии (которую условно называют работой или теплотой трения) приводит к увеличению работы, непосредственно **затрачиваемой** на сжатие

воздуха (по сравнению с адиабатной), то в турбине, наоборот, – диссиpация энергии (теплота трения) приводит к увеличению работы, *отдаваемой* газом при его расширении, на величину, эквивалентную заштрихованной на рис 6.4 площадке (обозначим её величину, как и в теории компрессоров, ΔL_r). Этот эффект носит название **"возврата теплоты"** в процессе расширения. Однако, отмеченное увеличение работы расширения составляет всего 10...15 % от величины работы трения.

В i, s - координатах процесс расширения газ в ступени турбины изобразится соответственно линией 0–1–2, причем рост энтропии в этом процессе обусловлен наличием гидравлических потерь, т.е. необратимостью этого процесса.

В теории газовых турбин принято считать, что процесс расширения газа в ступени начинается от p_0^* , т.е. от состояния заторможенного потока на входе в неё. Это упрощает последующий анализ и в то же время мало влияет на его результаты, так как различие в значениях p_0 и p_0^* обычно не превышает 5...10%. Точка 0^* лежит на продолжении вверх адиабаты 0–2_{ад}, причем в i, s - координатах ее расстояние от точки 0 согласно уравнению сохранения энергии равно $c_0^2/2$. Остальные обозначения, приведенные на рис. 6.5, будут разъяснены ниже.

6.5. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ

6.5.1. Геометрические параметры

В ступени турбины различают:

- наружный D_t и внутренний D_{bt} диаметры проточной части на выходе из ступени;
- средний диаметр проточной части, определяемый обычно не как среднее геометрическое (как в осевых компрессорах), а как среднее арифметическое значений D_{bt} и D_t , т.е. $D_{cp} = 0,5(D_t + D_{bt})$;
- относительный диаметр втулки $\bar{d} = D_{bt}/D_t$, равный обычно 0,8...0,85 в первых ступенях многоступенчатых турбин 0,6...0,55 в последних ступенях;

– высоту лопаток h (на выходе из лопаточного венца СА или РК) и удлинение $\bar{h} = h/b$, где b – хорда лопаток венца.

Удлинение лопаток определяется в первую очередь прочностными соображениями. Увеличение удлинения приводит к снижению массы ступени и, как правило, к повышению ее КПД, но при этом возрастают изгибные и вибрационные напряжения в лопатках. Удлинение рабочих лопаток находится обычно в пределах 2...5 в зависимости от места расположения ступени в турбине и ее назначения и в последних ступенях может достигать 7...8. Удлинение сопловых лопаток обычно меньше, чем у рабочих лопаток.

6.5.2. Газодинамические параметры

Основными газодинамическими параметрами ступени турбины являются: степень понижения давления, адиабатная работа расширения газа, КПД ступени и степень реактивности.

Степенью понижения давления в ступени турбины называется отношение полного давления на входе в СА к статическому давлению на выходе из РК

$$\pi_{\text{ст}}^* = \frac{p_0^*}{p_2}.$$

В ряде случаев оказывается необходимым рассматривать также **степень понижения давления в параметрах заторможенного потока**

$$\pi_{\text{ст}}^* = \frac{p_0^*}{p_2^*}.$$

Значения $\pi_{\text{ст}}^*$ в турбинах ГТД существенно превышают те, которые имеются (в среднем) в ступенях осевых компрессоров. Они обычно составляют 1,6...2,5, но могут достигать 3,0...3,5 и более.

Адиабатная работа расширения газа в ступени

$$L_{\text{ад.ст}} = - \int_0^{2_{\text{ад}}} v dp,$$

называемая также **располагаемым теплопередатчиком** H (см. рис. 6.5), может быть определена из совместного рассмотрения обобщенного уравнения Бернулли для адиабатного про-

цесса расширения газа в ступени $0^* - 2_{\text{ад}}$ и соответствующего уравнения сохранения энергии для ступени.

Согласно уравнению Бернулли в адиабатном процессе в потоке газа, протекающем без потерь, работа $L_{\text{ст}}$, которая **отводится** от вала ступени в адиабатном процессе $0 - 2_{\text{ад}}$, равна

$$-L_{\text{ст}} = \int_0^{2_{\text{ад}}} vdp + \frac{c_2^2 - c_0^2}{2} = -L_{\text{ад.ст}} + \frac{c_2^2}{2}, \text{ (так как } c_0 = 0).$$

Но согласно уравнению сохранения энергии

$$-L_{\text{ст}} = i_{2_{\text{ад}}} - i_0 + \frac{c_2^2 - c_0^2}{2} = i_{2_{\text{ад}}} - i_0^* + \frac{c_2^2}{2},$$

и тогда

$$L_{\text{ад.ст}} = H = i_0^* - i_{2_{\text{ад}}} = c_{p\Gamma} \left(T_0^* - T_{2_{\text{ад}}} \right), \quad (6.4)$$

где $c_{p\Gamma}$ – среднее значение теплоемкости газа в процессе расширения $0^* - 2_{\text{ад}}$. Заменив здесь $c_{p\Gamma}$ через соответствующий показатель адиабаты k_{Γ} и газовую постоянную R_{Γ} , будем иметь

$$L_{\text{ад.ст}} = H = \frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma} - 1} R_{\Gamma} T_0^* \left(1 - \frac{1}{e_{\text{ст}}} \right), \quad (6.5)$$

где $e_{\text{ст}} = T_0^* / T_{2_{\text{ад}}} = \pi_{\text{ст}}^{\frac{1}{k_{\Gamma}}}$ – степень понижения температуры газа в процессе $0^* - 2_{\text{ад}}$.

Аналогично в параметрах заторможенного потока (см. рис.6.5)

$$L_{\text{ад.ст}}^* = H^* = \frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma} - 1} R_{\Gamma} T_0^* \left(1 - \frac{1}{e_{\text{ст}}^*} \right), \quad (6.6)$$

где $e_{\text{ст}}^* = T_0^* / T_{2_{\text{ад}}}^* = \pi_{\text{ст}}^{\frac{1}{k_{\Gamma}}}.$

Можно показать, что

$$H^* \approx H - 0,5 c_2^2. \quad (6.7)$$

Действительным теплоперепадом h (см. рис. 6.5) называется падение энталпии газа в ступени в реальном процессе расширения

$$h = i_0^* - i_2 = c_p (T_0^* - T_2). \quad (6.8)$$

При этом для неохлаждаемой ступени турбины согласно уравнению сохранения энергии

$$h = L_{ct} + c_2^2/2. \quad (6.9)$$

Аналогично в параметрах заторможенного потока

$$h^* = i_0^* - i_2^* = L_{ct}, \quad (6.10)$$

где $h^* = h - 0,5 c_2^2$.

Адиабатным КПД ступени турбины называется отношение

$$\eta_{ad,ct} = \frac{L_{ct} + c_2^2/2}{H}. \quad (6.11)$$

или (для неохлаждаемой ступени)

$$\eta_{ad,ct} = \frac{h}{H}, \quad (6.12)$$

т.е. адиабатный КПД неохлаждаемой ступени турбины равен отношению действительного теплоперепада к адиабатному.

Таким образом, этот КПД учитывает снижение (вследствие наличия гидравлических потерь) теплоперепада в ступени (т.е. уменьшения энталпии газа, преобразуемой в работу на валу и в приращение кинетической энергии газового потока) по сравнению с тем, который имел бы место при адиабатном процессе расширения.

Полагая средние значения теплоемкости газа в идеальном и реальном процессах расширения одинаковым, формулу (6.12) можно записать как

$$\eta_{ad,ct} = \frac{T_0^* - T_2}{T_0^* - T_{2,ad}}. \quad (6.13)$$

КПД ступени турбины в параметрах заторможенного потока (сокращенно – **КПД ступени турбины**) называется отношение

$$\eta_{ct}^* = \frac{L_{ct}}{H^*}, \quad (6.14)$$

или (для неохлаждаемой ступени)

$$\eta_{\text{ст}}^* = \frac{T_0^* - T_2^*}{T_0^* - T_{2\text{ад}}^*} . \quad (6.15)$$

Значения $\eta_{\text{ст}}^*$ (часто используемого в расчетах) и $\eta_{\text{ад.ст}}$ мало отличаются друг от друга и обычно в неохлаждаемых ступенях турбины равны 0,9...0,92.

В ступенях с интенсивным воздушным охлаждением сопловых и рабочих лопаток от газового потока к стенкам лопаток отводится теплота, что уменьшает располагаемую работу расширения газа (т.е. работу расширения при отсутствии гидравлических потерь). Однако, это уменьшение не превышает долей процента от адиабатного теплоперепада H , в связи с чем формула (6.11) используется и для охлаждаемых ступеней. Но работа на валу ступени (при том же H) и соответственно КПД охлаждаемой ступени при этом несколько (обычно на 1...2 %) снижаются. Кроме того, уравнения (6.9) и (6.10) в этом случае уже неточны и соответственно формулы (6.13) и (6.15) завышают значение КПД ступени.

Мощностным КПД ступени турбины называется отношение работы на валу ступени к располагаемому теплоперепаду

$$\eta_{\text{ст}} = \frac{L_{\text{ст}}}{H} . \quad (6.16)$$

Как видно, он отличается от адиабатного КПД, определяемого формулой (6.11), тем, что кинетическая энергия газа на выходе из ступени, равная $c_2^2/2$, считается потерянной. Обеспечение достаточно высокого значения мощностного КПД важно в тех случаях, когда рассматриваемая ступень установлена, например, на выходе из вертолетного ГТД или из вспомогательной силовой установки, когда эта кинетическая энергия не может быть использована в дальнейшем для получения какой-либо полезной работы. Поэтому величину $c_2^2/2$ в теории турбин принято называть **потерями с выходной скоростью**. Для отдельно взятой ступени турбины мощностной КПД заметно меньше адиабатного и обычно не превышает значений порядка 0,8.

Степень реактивности ступени представляет собой отношение располагаемого теплоперепада в рабочем колесе $H_{\text{р.к}}$ (см. рис. 6.5) к располагаемому теплоперепаду в ступени:

$$\rho_{\text{ст}} = \frac{H_{\text{р.к}}}{H}. \quad (6.17)$$

Ступень, имеющая $p_1 = p_2$, т. е. $H_{\text{р.к}} = 0$ и $\rho_{\text{ст}} = 0$, называется **активной**. Для авиационных турбин на среднем радиусе обычно $\rho_{\text{ст}} = 0,3 \dots 0,4$. Такие ступени называются **реактивными**.

6.5.3. Кинематические параметры

Кинематические параметры ступени турбины обычно рассматриваются на её среднем радиусе. Важнейшими из них являются следующие.

Окружная скорость. На среднем диаметре лопаток турбин современных ГТД окружная скорость u составляет обычно 300...400 м/с и в некоторых случаях достигает 450 ...500 м/с.

Направление и величина скорости газа на выходе из ступени. Угол α_2 на выходе из одноступенчатой турбины или из последней ступени многоступенчатой турбины во избежание повышенных потерь в затурбинном устройстве должен быть близок к 90° и обычно отличается от этого значения не больше, чем на $5 \dots 10^\circ$. Для первой и промежуточных ступеней турбины отклонение вектора скорости c_2 от осевого направления может быть более значительным (до $20 \dots 25^\circ$). Абсолютная скорость газа на выходе из ступени может меняться в широких пределах, достигая 300...400 м/с, в зависимости от расположения ступени в турбине и температуры газов. Характерной величиной является число Маха на выходе из рабочего колеса, которое для турбин ТРД и ТРДД обычно не превосходит значений $M_{c2} = 0,45 \dots 0,55$, но в последних ступенях ТВД и вертолетных ГТД с целью сокращения их габаритных размеров доводится иногда до $0,65 \dots 0,7$.

Параметр u/c_1 . Этот параметр характеризует (совместно с углом α_1 , определяющим направление скорости c_1 на выходе из со-плового аппарата, см. рис. 6.3) кинематику потока (форму треуголь-

ника скоростей) перед рабочим колесом. В ступенях турбин авиационных ГТД обычно $u/c_1 = 0,6...0,76$.

Коэффициент нагрузки ступени

$$\mu_{\text{ст}} = L_{\text{ст}} / u_{\text{ср}}^2. \quad (6.18)$$

Этот коэффициент (аналогичный используемому в теории компрессоров) определяет работу, которую можно получить в ступени при данной окружности скорости. В турбинах авиационных ГТД он равен обычно 1,2...1,8, причем большим его значениям соответствуют меньшие значения КПД ступени (см. п. 6.6).

6.5.4. Профилирование лопаток ступени турбины

Указанные выше параметры ступени турбины либо относятся к среднему радиусу её рабочего колеса, либо представляют собой осредненные по всей высоте её лопаток величины. При более детальном анализе необходимо учитывать изменение многих из них по высоте лопаток СА и РК турбины. Профилирование сопловых и рабочих лопаток в каждой ступени турбины (как и в ступени компрессора) сводится к расчету изменения формы треугольников скоростей по высоте лопатки и к последующему определению необходимых параметров турбинных решеток, которые соответствовали бы этим треугольникам скоростей (т.е. обеспечивали бы их выполнение). В основе этих процедур лежат те же соотношения и методики, которые были описаны в главе 3 для ступени осевого компрессора.

В турбинах авиационных ГТД обычно применяются ступени, спрофилированные по закону постоянной циркуляции ($c_{1u} r_1 = \text{const}$, $c_{2u} r_2 = \text{const}$), или ступени, у которых угол между вектором c_1 (на выходе из соплового аппарата) и плоскостью вращения РК не изменяется по радиусу ($\alpha_1 = \text{const}$). В последнем случае изменение параметров потока в ступени по радиусу не очень существенно отличается от того, которое имеет место при постоянстве циркуляции, но неизменность угла выхода газового потока из соплового аппарата по высоте его лопаток упрощает технологию их изготовления.

6.6. ПОТЕРИ В СТУПЕНИ ТУРБИНЫ И ИХ ЗАВИСИМОСТЬ ОТ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ

6.6.1. Потери в лопаточных венцах

Гидравлические потери, возникающие в лопаточных венцах ступени газовой турбины, как в ступени осевого компрессора, принято делить на профильные, концевые (торцевые), вторичные потери и на потери, связанные с наличием радиального зазора. При этом, учитывая наличие у лопаток СА и РК турбины значительно более толстых задних кромок, чем в решетках ступени осевого компрессора (особенно, если лопатки турбины охлаждаемые), при определении профильных потерь выделяются отдельно так называемые **кромочные** потери, связанные с особенностями обтекания толстых задних кромок.

Кроме того, при определении коэффициентов всех этих потерь в теории турбин принято относить соответствующие им значения L_r не к кинетической энергии потока, *набегающего* на решетку или венец потока (как в ступени осевого компрессора), а к кинетической энергии потока *на выходе из него*, т.е. к $c_1^2/2$ для соплового аппарата или к $w_2^2/2$ для рабочего колеса. Так, например, коэффициент профильных

потерь для решетки рабочего колеса определяется как $\zeta_{\text{пр}} = \frac{L_r \text{пр}}{w_2^2/2}$.

Как и для осевых компрессоров, коэффициенты каждого из указанных видов потерь определяются в основном по обобщениям результатов экспериментальных исследований, хотя в последние годы всё шире используются результаты математического моделирования течения вязкого газа в лопаточных венцах с использованием мощных ЭВМ. При этом необходимо отметить следующие обстоятельства.

1) Скорость газа при его течении в сопловом аппарате существенно возрастает, т.е. течение в нём носит четко выраженный **конфузорный** характер. Скорость газа в рабочем колесе реактивной ступени турбины (в относительном движении) также возрастает. А

поскольку рост скорости сопровождается падением давления, пограничный слой на поверхности сопловых и рабочих лопаток оказывается значительно более тонким и существенно менее склонным к отрыву, чем в решетках РК и НА осевых компрессоров, где, как отмечалось в главе 3, течение носит диффузорный характер. Интенсивных скачков уплотнения в решетках ступеней авиационных турбин также не наблюдается. Поэтому коэффициенты профильных потерь в турбинных решетках обычно существенно меньше, чем в компрессорных, а явления типа вращающегося срыва в турбинах никогда не возникают.

2) Коэффициент профильных потерь (без учета кромочных потерь) в турбинной решетке зависит главным образом от кривизны её профилей и от степени увеличения скорости (степени конфузорности течения) при прохождении потока газа через решетку, а также от её густоты. При увеличении $\Delta\beta$ коэффициент профильных потерь $\zeta_{\text{пр}}$ растет, а при увеличении степени конфузорности (в соответствии со сказанным выше) падает. Степень конфузорности межлопаточного канала, например, рабочего колеса, зависит прежде всего от отношения f_{1k} к f_{2k} (см. рис. 6.2), равного (для плоской решетки) $\sin\beta_1/\sin\beta_2$, а также (в общем случае) от соотношения высот лопатки на входе в неё h_1 и на выходе h_2 . На рис. 6.6 приведена соответствующая зависимость $\zeta_{\text{пр}}$ (без учета кромочных потерь) от угла поворота потока $\Delta\beta$ и степени конфузорности межлопаточного канала $K = \frac{\sin\beta_1}{\sin\beta_2} \frac{h_1}{h_2}$ при оптимальной (т.е. соответствующей минимуму $\zeta_{\text{пр}}$) густоте решетки и близком к нулю угле атаки (по данным Б.И. Мамаева и А.Г. Клебанова).

При увеличении угла атаки (или увеличении его отрицательных значений) коэффициент профильных потерь возрастает, но в значительно меньшей степени, чем в компрессорных решетках.

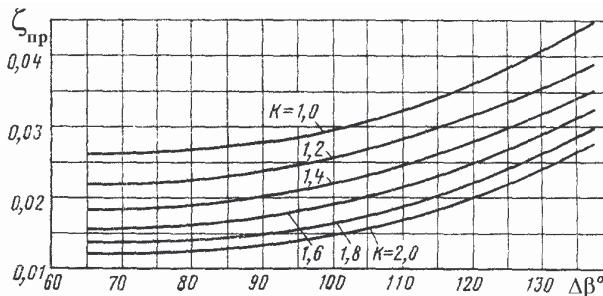


Рис.6.6. Коэффициент потерь на трение в турбинной решетке в зависимости от угла поворота потока $\Delta\beta$ и степени конфузорности межлопаточного канала K

3) По мере увеличения толщины задней кромки лопатки вихреобразование за ней становится всё более интенсивным, и кромочные потери растут. Но если через заднюю кромку осуществляется выпуск охлаждающего лопатку воздуха, то его струя заполняет закромочное пространство и тем самым приводит к уменьшению вихреобразования и к снижению кромочных потерь.

4) Коэффициенты концевых (торцевых) и вторичных потерь, в общем, уменьшаются (как и в ступенях осевого компрессора) по мере увеличения удлинения лопаток $\bar{h} = h/b$.

6.6.2. Потери в ступени турбины

В теории турбин принято, помимо коэффициентов потерь в её лопаточных венцах, определяемых в виде отношения гидравлических потерь в них к кинетической энергии газового потока, рассматривать также потери **в элементах ступени**, отнесенные к располагаемому теплоперепаду H .

Согласно уравнению Бернулли (1.15) с учетом принятых выше обозначений для ступени турбины и "возврата теплоты" можно записать

$$L_{\text{ст}} = L_{\text{ад,ст}} + \Delta L_r - \frac{c_2^2 - c_0^2}{2} - L_r.$$

Учитывая, что гидравлические потери в ступени турбины обычно не превышают 10...15 % от L_{ct} , а величина ΔL_r обычно составляет не более 10 % от L_r , ею вполне можно в этом уравнении пренебречь. Если, кроме того, разделить L_r на две составляющих – потери в СА и потери в РК (т.е. положить $L_r = L_{r\text{c.a}} + L_{r\text{p.k}}$) и учесть, что выше принято $c_0 = 0$, а $L_{\text{ад.ст}} = H$, то уравнению Бернулли для ступени турбины можно придать вид

$$L_{ct} = H - L_{r\text{c.a}} - L_{r\text{p.k}} - \frac{c_2^2}{2}.$$

Разделив правую и левую части этого уравнения на располагаемый теплоперепад H , получим с учетом формулы (6.16)

$$\eta_{ct} = 1 - \xi_{c.a} - \xi_{p.k} - \xi_{\text{вых}}, \quad (6.19)$$

где $\xi_{c.a} = \frac{L_{r\text{c.a}}}{H}$ и $\xi_{p.k} = \frac{L_{r\text{p.k}}}{H}$ – коэффициенты потерь в СА и РК, а $\xi_{\text{вых}} = \frac{c_2^2/2}{H}$ – коэффициент потерь с выходной скоростью.

Аналогично для адиабатного КПД ступени согласно (6.11) будем иметь

$$\eta_{\text{ад.ст}} = 1 - \xi_{c.a} - \xi_{p.k}, \quad (6.20)$$

а для КПД в параметрах заторможенного потока, как можно показать с помощью формул (6.14) и (6.7)

$$\eta_{ct}^* = \frac{\eta_{\text{ад.ст}} - \xi_{\text{вых}}}{1 - \xi_{\text{вых}}}. \quad (6.21)$$

6.6.3. Влияние параметра u/c_1 и степени реактивности на КПД ступени

Влияние параметра u/c_1 . Проанализируем влияние параметра u/c_1 (одного из важнейших кинематических параметров) на КПД

ступени при следующих допущениях: температура газа перед ступенью T_0^* , общая степень понижения давления газа в ступени π_{ct} , угол α_1 , степень реактивности ρ_{ct} (соответственно распределение общего теплоперепада между СА и РК) и осевая составляющая скорости газа на выходе из ступени (и соответственно c_{2a}/c_{1a}) остаются неизменными. Изменяется только u/c_1 за счет изменения u . При этом будем, кроме того, полагать, что угол атаки на лопатках РК при изменении u/c_1 поддерживается равным нулю, а кривизна их профилей соответствует углу поворота относительной скорости в решетке РК, т.е. углу между векторами $\vec{\omega}_1$ и $\vec{\omega}_2$.

Результат такого анализа (при степени реактивности ступени $\rho_{ct} \approx 0,3$) представлен в наглядной форме на рис. 6.7 и может быть разъяснен следующим образом:

а) При указанных допущениях располагаемый теплоперепад в ступени H (см. формулу 6.5) и располагаемый теплоперепад в сопловом аппарате остаются неизменными. Неизменными остаются также все параметры решетки и режим обтекания решетки соплового аппарата (вход – осевой, $\alpha_1 = \text{const}$, $H_{c,a} = \text{const}$), а вместе с ними и потери в сопловом аппарате (следовательно, и коэффициент $\xi_{c,a}$). На рис. 6.7 эти неизменные потери в СА изображены в виде отрезка $\xi_{c,a}$, отложенного вниз от линии с ординатой 1,0.

б) Анализ влияния параметра u/c_1 на потери в РК и потери с выходной скорости легко провести по треугольникам скоростей, приведенным на рис. 6.8, построенным

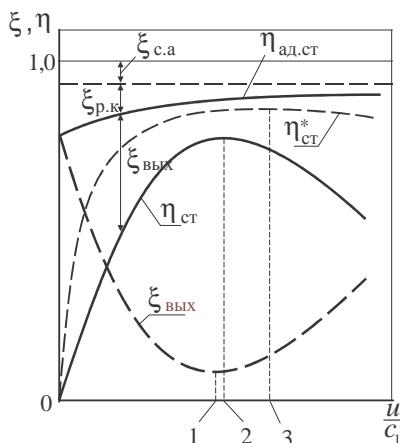


Рис. 6.7. Зависимость коэффициентов потерь и КПД ступени турбины от u/c_1 :
1 – $(\xi_{\text{вых}})_{\min}$; 2 – $(\eta_{\text{ст}})_{\max}$; 3 – $(\eta_{\text{ст}}^*)_{\max}$

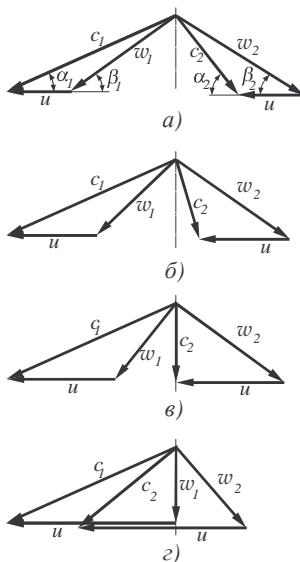


Рис. 6.8. Треугольники скоростей ступени турбины при различных значениях u/c_1

при указанных допущениях и соответствующих различным значениям окружной скорости u (поскольку при принятых допущениях $c_1 = \text{const}$).

Рис. 6.8, *a* соответствует малому значению u , т.е. малому u/c_1 . Величина w_1 в этом случае близка к c_1 . Значения w_2 также не на много меньше c_1 . Значение c_2 при этом (вследствие малости u) тоже велико, а угол поворота потока в РК $\Delta\beta$, близкий к $180^\circ - 2\alpha_1$, превышает 100° (поскольку угол α_1 мал). Это определяет сравнительно большие значения потерь в рабочем колесе (возрастающих с ростом $\Delta\beta$ и пропорциональных w_2^2)

и потерь с выходной скоростью. Отложив соответствующие коэффициенты потерь $\xi_{\text{р.к}}$ и $\xi_{\text{вых}}$ (совместно с $\xi_{\text{с.а}}$) вниз от линии с ординатой 1,0, найдем в соответствии с формулами (6.20) и (6.19) значения $\eta_{\text{ад.ст}}$ и $\eta_{\text{ст}}$. При $u/c_1 = 0$ (т.е. при $u = 0$) в соответствии с формулой (6.1) величина $L_{\text{ст}} = 0$ и, следовательно, $\eta_{\text{ст}} = 0$.

По мере роста u (рис. 6.8, *б*, *в*, *г*) угол поворота потока в РК (угол между векторами скоростей w_1 и w_2), а следовательно, и потери в рабочем колесе уменьшаются. Минимум потерь с выходной скоростью достигается при такой форме треугольника скоростей, которая изображена на рис. 6.8, *в*, т.е. при осевом выходе потока из ступени. Максимальное значение мощностного КПД $\eta_{\text{ст}}$ достигается, как показывают детальные расчеты, при незначительном отклонении от

режима $\xi_{\text{вых min}}$. Значение u/c_1 , при котором $\eta_{\text{ст}}$ достигает этого максимального значения, называется **оптимальным**.

Зависимость $\eta_{\text{ст}}^*$ от u/c_1 показана на рис. 6.7 штриховой линией. При $u = 0$ одновременно $\eta_{\text{ст}}^* = 0$ (так как $L_{\text{ст}} = 0$). В области максимума $\eta_{\text{ст}}^*$ его значения мало отличаются от $\eta_{\text{ад.ст}}$. Максимум $\eta_{\text{ст}}^*$, как показывают детальные расчеты, достигается при несколько большем значении u/c_1 , чем максимум $\eta_{\text{ст}}$.

Следует отметить, что, поскольку при оптимальном значении u/c_1 величина $\eta_{\text{ст}}^*$ лишь незначительно отличается от максимальной, значение u/c_1 на расчетном режиме работы ступени обычно выбирается близким к оптимальному, так как это позволяет при незначительной потере $\eta_{\text{ст}}^*$ иметь меньшие значения u/c_1 , т.е. меньшие окружные скорости рабочих лопаток (при данной c_1), что важно с точки зрения жаропрочности рабочих лопаток.

Влияние степени реактивности. Величина $(u/c_1)_{\text{opt}}$ зависит главным образом от степени реактивности ступени. В активной ступени ($\rho_{\text{ст}} = 0$) расширение газа в РК не происходит, $w_2 \approx w_1$, а $w_{2u} = w_{1u}$ (см. рис. 6.3). И поэтому для достижения режима минимума потерь с выходной скоростью (и близкого к нему оптимального режима) необходимо иметь $w_{1u} \approx 0,5 c_1 \cos \alpha_1$, т.е. $u/c_1 < 0,5$. Но в реактивной ступени $w_2 > w_1$ (так как $p_2 < p_1$). Поэтому из-за увеличения w_2 требуется (для обеспечения осевого выхода потока из РК) иметь более высокую окружную скорость рабочих лопаток и соответственно более высокое значение u/c_1 .

На рис. 6.9 показан примерный характер зависимости эффективного КПД ступени турбины от u/c_1 при различных значениях

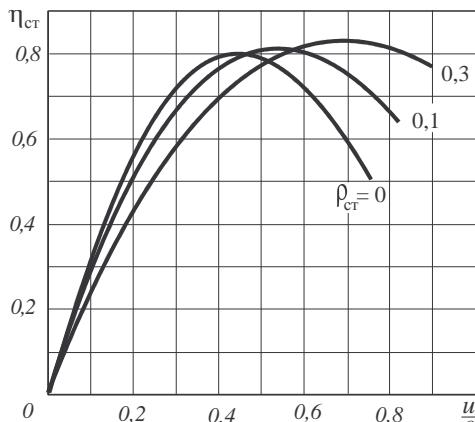


Рис. 6.9. Зависимость эффективного КПД ступени турбины от u/c_1 и степени реактивности
мому увеличению степени конфузорности течения в нём и, как следствие, – к существенному снижению профильных потерь (см. рис. 6.6). Поэтому в авиационных ГТД применяются только реактивные турбинные ступени.

Влияние коэффициента нагрузки. Значение $(u/c_1)_{\text{opt}}$ непосредственно связано с оптимальным (по КПД) значением коэффициента нагрузки ступени. Работа газа на окружности колеса ступени турбины определяется формулой (6.1). Закрутка потока газа на выходе из рабочего колеса на оптимальном режиме обычно невелика и поэтому $(L_u)_{\text{opt}} \approx c_{1u} u_1$. Ступени турбин, как уже отмечалось, обычно проектируются с таким расчетом, чтобы величина L_u не изменялась или почти не изменялась по высоте лопатки. Тогда на оптимальном режиме $L_{\text{ст}} \approx (c_{1u} u_1)_{\text{cp}}$ и, следовательно, так как $\mu_{\text{ст}} = L_{\text{ст}}/u_{\text{cp}}^2$, то $\mu_{\text{ст opt}} \approx 1/(u/c_1)_{\text{opt}}$.

степени реактивности. Следует отметить, что при увеличении $\rho_{\text{ст}}$ наблюдается не только возрастание $(u/c_1)_{\text{opt}}$, но и рост максимальных значений КПД ступени. Это связано с тем, что увеличение степени реактивности (т.е. увеличение доли общего перепада давлений, приходящейся на РК) приводит к значительно-

Таким образом, оптимальное значение $\mu_{\text{ст}}$ обратно пропорционально (в качественном отношении) значению $(u/c_1)_{\text{opt}}$ и, например, при $\rho = 0,3$ (когда оптимальное значение u/c_1 близко к 0,7 – см. рис. 6.9) $\mu_{\text{ст opt}} \approx 1,4$. На рис. 6.10 показана примерная зависимость КПД $\eta_{\text{ст}}^*$ от коэффициента нагрузки $\mu_{\text{ст}}$

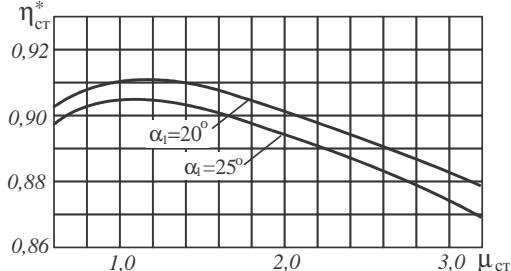


Рис. 6.10. Зависимость КПД ступени турбины $\eta_{\text{ст}}^*$ от коэффициента нагрузки при $\rho = 0,5$

КПД $\eta_{\text{ст}}^*$ от коэффициента нагрузки $\mu_{\text{ст}}$ для ступеней турбины с при двух значениях угла α_1 . Здесь (при $\rho = 0,5$) оптимальное (по $\eta_{\text{ст}}^*$) значение $\mu_{\text{ст}}$ близко к 1,0.

6.7. ОХЛАЖДЕНИЕ ЛОПАТОК ТУРБИН И ЕГО ВЛИЯНИЕ НА КПД СТУПЕНИ

6.7.1. Способы (схемы) охлаждения лопаток турбин

Развитие авиационных ГТД характеризуется непрерывным (от поколения к поколению) увеличением температуры газов перед турбиной T_{Γ}^* , которая в настоящее время достигает у серийных двигателей 1600...1700 К, в ближайшей перспективе достигнет 1800...1900 К, а в последующем 2000...2200 К. Одним из путей создания высокотемпературных турбин является интенсивное охлаждение в них сопловых и рабочих лопаток.

В настоящее время используются в основном следующие способы воздушного охлаждения лопаток:

1) **Конвективное охлаждение**, при котором охлаждающий воздух (отбираемый из компрессора) проходит по каналам внутри лопатки и выпускается затем в проточную часть турбины через радиальный зазор или заднюю кромку лопатки. Этот тип охлаждения позволяет обеспечить работоспособность сопловых и рабочих лопаток.

ток турбины при температуре газа на входе в сопловой аппарат 1300...1400 К.

2) **Заградительное (пленочное) охлаждение**, при котором воздух через систему щелей или отверстий выпускается на поверхность лопатки и создает пленку, защищающую лопатку от непосредственного соприкосновения с горячими газами. Заградительное охлаждение обычно применяется в комбинации с конвективным и позволяет в этом случае повысить температуру газов на входе в СА до 1500...1700 К.

Примеры организации конвективного и конвективно-пленочного охлаждения рабочих лопаток турбины приведены на рис. 6.11 (схемы 1, 2 и 3). Схемы 1 и 2 относятся к внутреннему конвективному охлаждению и различаются только тем, что в схеме 1 воздух течет по каналам, направленным вдоль пера лопатки, а в схеме 2 организуется поперечное течение охладителя, позволяющее интенсифицировать охлаждение наиболее нагретых элементов лопаток и, в частности, их передних кромок. Схема 3 представляет пример комбинированного конвективно-пленочного охлаждения, при котором часть воздуха пропускается через отверстия в передней кромке, образуя “завесу” в этой части лопаток. Количество таких отверстий и их расположение могут быть различны. Охлаждение лопаток СА организуется аналогично.

При более высоких температурах газов перед турбиной перспективным является **проникающее** охлаждение (рис. 6.11, схема 4). В этой схеме оболочка лопатки выполняется перфорированной с множеством отверстий или изготавливается из пористого материала, что позволяет осуществить пропуск охлаждающего воздуха через поры на всю омываемую газовым потоком поверхность лопатки. Тогда охлаждающий воздух не только выходит из пор на внешнюю поверхность лопатки, защищая её от непосредственного соприкосновения с горячим газом, но и, проходя через поры, отнимает теплоту от стенок лопатки.

Такое проникающее охлаждение позволит, как показывают опытные разработки, повысить температуру газов перед турбиной до 1900...2000 К и более.

Для оценки интенсивности охлаждения обычно используется параметр **относительной глубины охлаждения**

$$\Theta = \frac{T_{\Gamma}^* - T_{\text{л}}}{T_{\Gamma}^* - T_{\text{охл}}^*}, \quad (6.22)$$

где T_{Γ}^* – полная температура потока газа перед лопаткой (для рабочих лопаток – в относительном движении);
 $T_{\text{л}}$ – температура рассматриваемого участка поверхности лопатки;

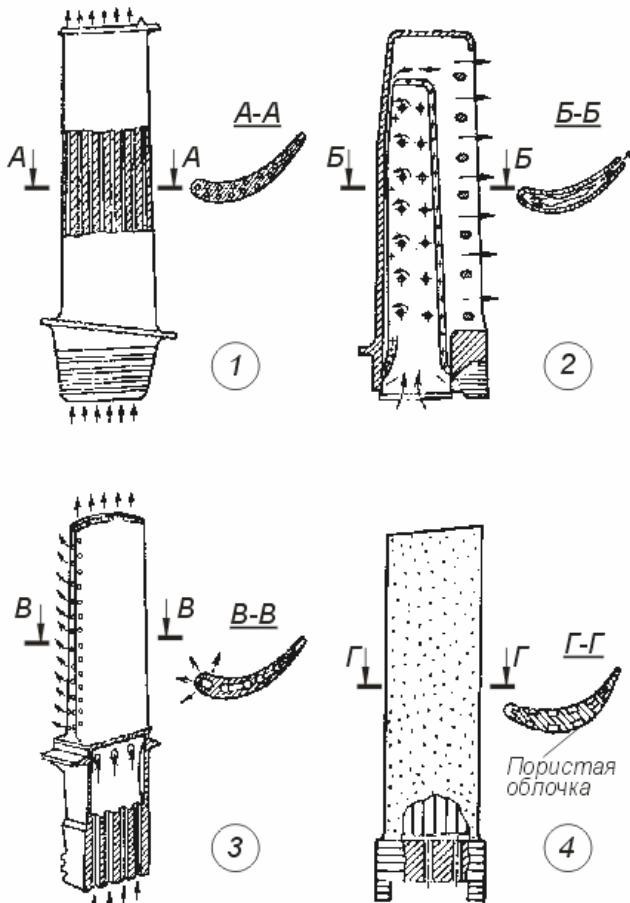


Рис. 6.11. Схемы организации воздушного охлаждения рабочих лопаток газовых турбин

$T_{\text{охл}}^*$ – температура охлаждающего лопатку воздуха.

Этот параметр зависит от конструктивной схемы охлаждаемой лопатки, от места расположения рассматриваемого участка на ней и от относительного расхода охлаждающего воздуха $g_{\text{охл}} = G_{\text{охл}}/G_{\Gamma}$, где G_{Γ} – расход газа через данный венец лопаток и $G_{\text{охл}}$ – расход воздуха на его охлаждение.

Для определения потребного расхода охлаждающего воздуха, обеспечивающего допустимое по соображениям прочности лопаток турбины, и его минимизации при проектировании каждой ступени турбины проводятся детальные расчеты по специальным программам с применением ЭВМ.

Для проведения оценочных расчетов на начальном этапе проектирования двигателя могут использоваться статистические зависимости осредненного параметра относительной глубины охлаждения

$$\Theta_{\text{ср}} = \frac{T_{\Gamma}^* - T_{\text{л.ср}}}{T_{\Gamma}^* - T_{\text{охл}}^*} \quad (6.23)$$

от относительного расхода охлаждающего воздуха $g_{\text{охл}}$ и конструктивной схемы охлаждаемой лопатки. На рис. 6.12 показан примерный характер таких зависимостей для рассмотренных выше на рис. 6.11 схем охлаждения лопаток.

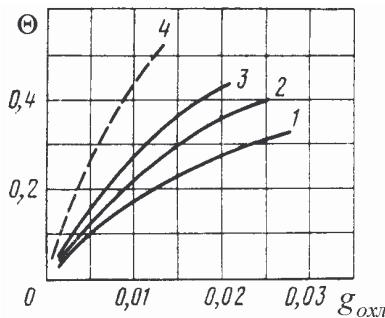


Рис. 6.12. Эффективность различных схем воздушного охлаждения:

1 – конвективное охлаждение с радиальным течением охладителя; 2 – то же, но с более сложной структурой потока охладителя и с выпуском его через заднюю кромку; 3 – комбинированное охлаждение; 4 – пористое охлаждение

Обычно расход охлаждающего воздуха не превышает 1,5...2% на один охлаждаемый венец лопаток.

6.7.2. Потери, связанные с охлаждением лопаток

В общем случае охлаждение лопаток турбины связано с появлением дополнительных потерь трех видов:

– уменьшение работы расширения газа вследствие отвода теплоты в процессе расширения;

– увеличение гидравлических потерь в охлаждаемых решетках профилей;

– затраты мощности на прокачку охладителя через систему охлаждения.

Последний из них (затраты мощности на прокачку охлаждающего воздуха) обычно не относят к потерям в ступенях газовой турбины, а учитывают отдельно при определении параметров двигателя в целом.

Уменьшение работы расширения газа в результате отвода теплоты в охлаждаемые лопатки в авиационных турбинах пренебрежимо мало. Наиболее существенно влияние увеличения гидравлических потерь в охлаждаемых турбинных решетках. Оно может быть вызвано следующими причинами:

a) Отвод теплоты из пограничного слоя увеличивает (хотя и в малой степени) коэффициент трения и приводит к увеличению интенсивности радиальных перетеканий во вращающихся лопаточных венцах (вследствие роста плотности газа в охлажденном слое).

б) Необходимость размещения охлаждающих каналов в теле лопатки и стремление уменьшить поверхность лопаток, омываемую горячими газами, приводит к применению в охлаждаемых турбинных решетках более толстых профилей с увеличенным в 1,5...2 раза радиусом скругления передних кромок, увеличенной толщиной задних кромок и с увеличенным на 15—20% (по сравнению с оптимальным) шагом лопаток, что ведет к увеличению профильных потерь.

в) Заметную роль играют потери, возникающие при выпуске охлаждающего воздуха в проточную часть турбины. Эти потери мало ощущимы при выпуске воздуха в радиальный зазор (через торец лопатки), несколько более ощущимы при выпуске его через заднюю

кромку и наиболее существенны при выпуске через щели или отверстия на поверхности лопатки (в особенности на спинке).

Но в то же время воздух, поступивший в проточную часть, например из каналов охлаждения сопловых лопаток, совершает некоторую работу в расположеннном за ними рабочем колесе, а выпуск воздуха через щели в задних кромках лопаток существенно уменьшает, как уже отмечалось, кромочные потери. Поэтому в целом различие между КПД охлаждаемой и неохлаждаемой ступени не превышает обычно 2...3 %.

Г л а в а 7

МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ

Для современных ГТД работа, которую можно получить на валу одной ступени турбины, значительно меньше, чем требуется для вращения компрессора и других потребителей мощности. Поэтому в них обычно применяются многоступенчатые турбины. При этом ступени турбины могут быть разделены на группы (каскады), расположенные друг за другом или соединенные переходными каналами. Число таких групп (каскадов) в турбореактивных двигателях равно числу каскадов в их компрессорах, например, турбина высокого давления (ТВД), приводящая во вращение компрессор высокого давления (КВД), и турбина низкого давления (ТНД), вращающая компрессор низкого давления (КНД). В двигателях других типов отдельная ступень или группа ступеней может быть выделена в так называемую свободную турбину (СТ), не связанную механически с компрессором и отдающую свою мощность на привод тянувшего или несущего винта и т.п.

7.1. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ МНОГОСТУПЕНЧАТОЙ ТУРБИНЫ И ИХ СВЯЗЬ С ПАРАМЕТРАМИ ЕЁ СТУПЕНЕЙ

На рис. 7.1 приведена схема трехступенчатой турбины ГТД, а на рис. 7.2 показан процесс расширения газа в такой турбине. Турбина состоит из ряда последовательно расположенных ступеней, каждая из которых имеет сопловой аппарат и рабочее колесо. Здесь г – сечение на входе в турбину; т – сечение на выходе из нее; 2_1 2_{II} 2_{III} – сечения на выходе соответственно из первой,

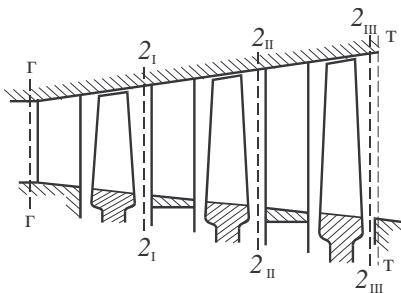


Рис. 7.1. Схема проточной части многоступенчатой турбины

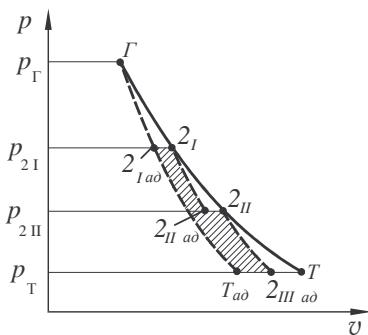


Рис. 7.2. Процесс расширения газа в трехступенчатой турбине в p, v -координатах

параметрами ступеней, из которых состоит турбина (или её каскад).

Степень понижения давления в турбине определяется по статическому давлению на выходе $\pi_t = p_t^* / p_t$ или по полному давлению $\pi_t^* = p_t^* / p_t$. Очевидно, аналогично многоступенчатому компрессору

$$\pi_t^* = \pi_{ct\ I}^* \pi_{ct\ II}^* \cdots \pi_{ct\ z}^*, \quad (7.1)$$

где $\pi_{ct\ I}^*, \pi_{ct\ II}^*, \dots$ – степени понижения полного давления в первой, второй и т. д. ступенях, а z – число ступеней.

Работа на валу турбины равна сумме работ ступеней

$$L_t = L_{ct\ I} + L_{ct\ II} + \cdots + L_{ct\ z}. \quad (7.2)$$

Располагаемый теплоперепад (адиабатная работа расширения) для многоступенчатой турбины определяется таким же образом, как и для ступени, т.е.

$$H_t = i_t^* - i_{t,ad} = c_{p\Gamma} (T_t^* - T_{t,ad}),$$

или (в параметрах заторможенного потока)

$$H_t^* = i_{\Gamma}^* - i_{t,ad}^* = c_{p\Gamma} (T_{\Gamma}^* - T_{t,ad}^*),$$

второй и третьей ступеней. Процесс расширения газа в такой турбине состоит из последовательного (ступенчатого) понижения давления в первой, второй и т. д. ступенях.

Рабочий процесс отдельных групп ступеней (каскадов) турбины и многоступенчатой турбины в целом, по существу, одинаков. При этом вся турбина или её каскад могут быть охарактеризованы в основном такими же параметрами, как и одна ступень, или аналогичными им. Рассмотрим эти параметры и установим связь их с параметрами ступеней, из которых состоит турбина (или её каскад).

где теплоемкость газа $c_{p\Gamma} = \frac{k_\Gamma}{k_\Gamma - 1} R_\Gamma$ зависит от его состава и температуры. Таким образом,

$$H_T^* = \frac{k_\Gamma}{k_\Gamma - 1} R_\Gamma T_\Gamma^* \left(1 - \frac{1}{e_T^*} \right), \quad \text{где } e_T^* = T_\Gamma^* / T_{T, \text{ад}}^* = \pi_T^* \frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma}.$$

Как и в многоступенчатом компрессоре, адиабатная работа расширения газа в турбине в целом не равна сумме адиабатных работ расширения газа в ее ступенях. Вследствие того, что температура (и энталпия) газа на входе во вторую, третью и т.д. ступени в реальном процессе вследствие выделения теплоты трения оказываются (при данной степени понижения давления) выше, чем в идеальном (см. рис. 7.2), адиабатная работа расширения газа в каждой из них соответственно повышается. Поэтому сумма адиабатных работ (располагаемых теплоперепадов) во всех ступенях оказывается больше, чем адиабатная работа расширения газа в турбине в целом на величину, эквивалентную заштрихованной на рис. 7.2 площади. Этот эффект принято называть **"возвратом теплоты"** в многоступенчатой турбине.

Такой же результат дает и анализ процесса расширения газа в параметрах заторможенного потока

$$\sum_{i=1}^z H_i^* > H_T^*,$$

или

$$\sum_{i=1}^z H_i^* = H_T^* (1 + \alpha), \quad (7.3)$$

где коэффициент $\alpha > 0$ называется **коэффициентом возврата теплоты**.

Коэффициенты полезного действия турбины:

$$\text{адиабатный} \quad \eta_{\text{ад.т}} = \frac{L_T + c_2^2 / 2}{H_T}; \quad (7.4)$$

$$\text{мощностной} \quad \eta_T = \frac{L_T}{H_T}; \quad (7.5)$$

в параметрах заторможенного потока

$$\eta_{\text{T}}^* = \frac{L_{\text{T}}}{H_{\text{T}}^*} . \quad (7.6)$$

Средний коэффициент нагрузки ступеней турбины

$$\mu_{\text{T}} = \frac{L_{\text{T}}}{\sum_{i=1}^z u_i^2} , \quad (7.7)$$

где u_i окружная скорость на среднем радиусе рабочего колеса i -той ступени.

Рассмотрим связь между КПД турбины η_{T}^* и КПД ее ступеней $\eta_{\text{ст}i}^*$. Согласно определению КПД ступени в параметрах заторможенного потока (6.14) $L_{\text{ст}i} = H_i^* \eta_{\text{ст}i}^*$. Тогда в соответствии с формулой (7.2)

$$L_{\text{T}} = \sum_{i=1}^z H_i^* \eta_{\text{ст}i}^* .$$

Следовательно, согласно формуле (7.6)

$$\eta_{\text{T}}^* = \frac{\sum_{i=1}^z H_i^* \eta_{\text{ст}i}^*}{H_{\text{T}}^*} . \quad (7.8)$$

Если КПД всех ступеней одинаков, т.е.

$$\eta_{\text{ст}I}^* = \eta_{\text{ст}II}^* = \dots = \eta_{\text{ст}z}^* = \eta_0^* ,$$

то

$$\eta_{\text{T}}^* = \eta_0^* \frac{\sum_{i=1}^z H_i^*}{H_{\text{T}}^*} .$$

$$\text{Но согласно (7.3)} \quad \sum_{i=1}^z H_i^* = H_{\text{T}}^* (1 + \alpha) .$$

$$\text{Следовательно,} \quad \eta_{\text{T}}^* = \eta_0^* (1 + \alpha) . \quad (7.9)$$

Таким образом, вследствие наличия возврата теплоты КПД многоступенчатой турбины оказывается в $1+\alpha$ раз выше, чем среднее значение КПД ее ступеней.

Обычно $\alpha = 0,01 \dots 0,02$, т. е. КПД турбины превышает КПД ее ступеней на 1...2%.

С точки зрения оценки условий работы элементов, расположенных за турбиной, важное значение имеют также число M (число λ) потока за турбиной и направление этого потока (угол α_2 на выходе из последней ступени турбины (см. рис. 6.3), который будет далее обозначаться символом α_T). В авиационных ГТД за турбиной обычно располагается кок, прикрывающий диск последней ступени турбины и образующий (вместе с внутренней поверхностью камеры смешения, форсажной камеры или выходного устройства) расширяющийся канал («затурбинный диффузор»), потери в котором существенно возрастают с увеличением скорости (числа M) потока, выходящего из турбины, и с отклонением значения угла α_T от 90° .

На рис. 7.3 приведена для примера экспериментальная зависимость коэффициента восстановления полного давления в одном из затурбинных диффузоров от числа M , определенного по осевой составляющей скорости газового потока за турбиной, и угла α_T . Как видно, наличие закрутки потока за турбиной приводит к существенному возрастанию потерь в стоящем за ней диффузоре. Это связано с тем, что вследствие вязкости газа кинетическая энергия, связанная с окружной составляющей скорости потока за турбиной, теряется, переходя в тепловую. Поэтому на расчетном режиме отклонение угла α_T от 90° не должно превышать 8...10°.

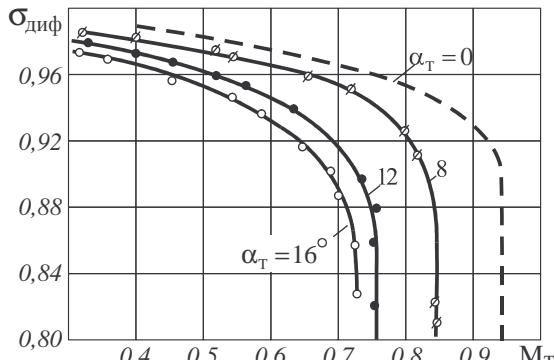


Рис. 7.3. Зависимость коэффициента восстановления полного давления в затурбинном диффузоре от числа M_T и направления потока за турбиной

7.2. ФОРМЫ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ И РАСПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОТЫ ГАЗА МЕЖДУ СТУПЕНИЯМИ ТУРБИНЫ

По мере понижения давления при переходе от ступени к ступени плотность газа падает. В соответствии с уравнением расхода падение плотности должно быть компенсировано либо увеличением осевой составляющей скорости газа, либо увеличением площади поперечного сечения проточной части (высоты лопаток). Увеличение осевой скорости ведет к росту числа Маха на выходе из турбины, что, как уже отмечалось, приводит к росту потерь в затурбинном диффузоре. Увеличение высоты лопаток приводит к росту габаритов и массы турбины. Поэтому в выполненных конструкциях многоступенчатых турбин обычно реализуется компромиссный вариант: увеличение осевой скорости (увеличение угла α_1) от ступени к ступени сочетается с одновременным увеличением высоты лопаток.

Число ступеней и конкретная форма меридионального профиля проточной части турбины определяются, прежде всего, конструктивными и технологическими соображениями. Наиболее употребительны следующие формы (рис. 7.4):

- 1) с постоянным наружным диаметром;
- 2) с постоянным (или близким к постоянному) средним диаметром;
- 3) с постоянным внутренним диаметром;
- 4) с возрастающими внутренним и внешним диаметрами.

Первая и третья формы имеют некоторые технологические пре-

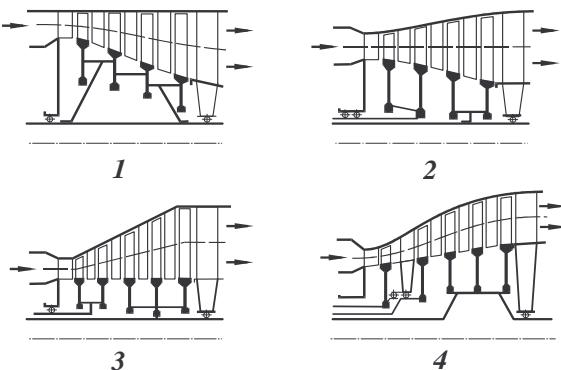


Рис. 7.4. Типичные формы проточной части многоступенчатых турбин

имущества. Однако в схеме 2 менее вероятен отрыв потока с поверхности втулки или корпуса (они имеют меньший наклон к оси турбины, чем в схемах 1 или 3). О применении схемы 4 будет сказано ниже.

Распределение работы газа (теплоперепада) между ступенями тесно связано с формой меридионального профиля проточной части и с соотношением частот вращения ступеней. Окружные скорости рабочих лопаток на среднем диаметре пропорциональны этому диаметру и частоте вращения: $u_i = \text{const} \cdot D_i n_i$. Если все ступени имеют одинаковую или почти одинаковую степень реактивности, то для достижения высоких КПД они должны быть рассчитаны на примерно одинаковые значения u/c_1 (см. п. 6.6). Но тогда $c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1$ должна быть примерно пропорциональна u , что при $c_{2u} \approx 0$ в соответствии с формулой (6.1) приводит к $L_{ui} \approx \text{const} u_i^2$.

Таким образом, если все ступени связаны, например, общим валом, то теплоперепад должен уменьшаться от ступени к ступени в турбине, проточная часть которой выполнена по типу схемы 1 (на рис. 7.4), оставаясь примерно постоянным для схемы 2 и увеличиваться для схемы 3.

Если же турбина разделена на каскады, а частота вращения первых каскадов значительно выше, чем последних, из-за ограничения по каким-либо причинам частоты вращения тех узлов или элементов двигателя, которые приводятся во вращение последними ступенями турбины, то для увеличения работы $L_{\text{ст}}$ в каждой из последних ступеней и соответственно уменьшения их потребного числа может быть применена схема 4, в которой в последних ступенях резко возрастают средний диаметр и пропорциональная ему u_i .

Указанное соотношение $L_{ui} \approx \text{const} u_i^2$ соответствует примерно одинаковым значениям коэффициентов нагрузки $\mu_{\text{ст}} = L_{\text{ст}}/u_{\text{ср}}^2$ во всех ступенях данного каскада. Тогда потребное число ступеней в каскаде турбины может быть согласно формуле (7.7) оценено как

$$z = \frac{L_{\text{т}}}{\mu_{\text{ст.ср}} (u_{i \text{ср}})^2}, \quad (7.10)$$

где L_T - потребная работа на валу данного каскада турбины, $u_{i\text{ср}}$ - среднее значение окружной скорости рабочих лопаток каскада (на средних радиусах) и $\mu_{\text{ст.ср}}$ - среднее значение коэффициента нагрузки ступеней турбины, которое, как отмечалось в главе 6, равно обычно 1,2...1,8. Найденное таким образом значение числа ступеней данного каскада турбины должно, конечно, быть округлено (в большую или меньшую сторону) до целого числа с учетом конструктивных и других соображений.

На практике могут, однако, наблюдаться отклонения от указанных выше соотношений, связанные с теми или иными соображениями газодинамического или конструктивного характера.

Так, например, в последних ступенях многоступенчатых турбин относительный диаметр втулки может оказаться значительно меньше, чем в первых. Соответственно снижается и окружная скорость привтулочных сечений рабочих лопаток. А тогда, исходя из желательности сохранения примерно постоянного значения работы L_u , отбираемой от газа на различных радиусах, приходится снижать величину теплоперепада, срабатываемого в последних ступенях.

На выходе из первых ступеней может быть допущена значительная закрутка газового потока ($c_{2u} > 0$), что позволяет несколько увеличить коэффициент нагрузки в этих ступенях. Остаточная закрутка газового потока на выходе из последней ступени, как уже отмечалось, нежелательна.

Наконец, увеличение теплоперепада в первой ступени позволяет снизить температуру газа в последующих ступенях. Кроме того, увеличение теплоперепада и соответственно рост c_1 (при данной степени реактивности) приводят к снижению температуры газа, обтекающего рабочие лопатки. Это особенно важно для первых ступеней турбины, работающих в наиболее тяжелых температурных условиях. Таким образом, имеется ряд соображений в пользу увеличения теплоперепада в первых ступенях.

В конечном счете, распределение теплоперепада между ступенями турбины устанавливается в результате детального газодинамического и прочностного расчета каждой ступени с учетом особенностей схемы и компоновки двигателя в целом.

Г л а в а 8

ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Как и у компрессора, форма лопаток каждого венца турбины соответствует форме треугольников скоростей только на одном (расчетном) режиме работы турбины. В различных условиях эксплуатации ГТД частота вращения ротора, температура газа на входе и другие величины, определяющие режим работы турбины, могут изменяться в значительных пределах. Это приводит к перераспределению теплоперепада между ступенями, к изменению формы треугольников скоростей и углов атаки и в конечном счете – к изменению КПД, работы на валу и других параметров турбины. Для анализа особенностей работы турбины в различных условиях эксплуатации двигателя необходимо иметь возможность определять значения КПД (или работы на валу турбины) и расхода газа через неё в зависимости от режима работы турбины, который может быть охарактеризован температурой и давлением газа на входе (T_{Γ}^* , p_{Γ}^*), частотой вращения (n) и степенью понижения давления газа в турбине (π_t или π_t^*). Зависимость КПД турбины (или работы L_t) и расхода газа через неё G_t от частоты вращения n , параметров газа на входе T_{Γ}^* , p_{Γ}^* и степени понижения давления π_t (или π_t^*) определяются с помощью **характеристики турбины**.

8.1. МЕТОДЫ ПОЛУЧЕНИЯ И СПОСОБЫ ПРЕДСТАВЛЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Характеристики турбин, так же как и характеристики компрессоров, могут быть получены либо экспериментально, либо расчетным путем. Экспериментальные характеристики при надлежащем моделировании реальных условий работы турбин и тщательной организации системы измерения их параметров являются наиболее

достоверными, но требуют для своего получения сложных и дорогих установок, особенно в связи с высокой температурой газа на входе. Поэтому в инженерной практике в настоящее время используются главным образом характеристики, полученные расчетом.

Расчетные методы до последнего десятилетия основывались на результатах обобщения экспериментальных данных по характеристикам турбин, характеристикам турбинных решеток профилей и по потерям в лопаточных венцах СА и РК турбин. В последние годы стали активно развиваться методы, основанные непосредственно на решении (на мощных ЭВМ) уравнений движения вязкого газа в лопаточных венцах турбины с привлечением той или иной модели турбулентности. Однако расчет характеристик турбин, лопатки которых охлаждаются воздухом, требует учета особенностей процессов теплопередачи и смешения потоков газа и охлаждающего воздуха, что существенно затрудняет создание достоверных методов расчета.

Так же как и при построении характеристик компрессоров, для уменьшения числа параметров, подлежащих учету при испытаниях турбины (или её модели) или в процессе расчета, характеристики турбины представляются в виде взаимосвязи **критериальных** параметров (связанных с критериями подобия), введение которых основано на теории подобия физических явлений.

Не повторяя выводов, приведенных в гл. 5 применительно к компрессорам, укажем, что при представлении характеристик турбин в качестве критериальных параметров используются:

- параметр частоты вращения $n/\sqrt{T_g^*}$, связанный с M_u ;
- параметр расхода газа $G_g \sqrt{T_g^*}/p_g^*$, пропорциональный $q(\lambda_g)$.

Для упрощения записи иногда параметр $n/\sqrt{T_g^*}$ обозначают символом n_z , а параметр $G_g \sqrt{T_g^*}/p_g^*$ – символом G_z .

Кроме того (как и для компрессоров), используются безразмерные параметры: π_t^* и η_t^* . Может использоваться также параметр работы на валу турбины L_t/T_g^* .

При этом, в отличие от компрессора, для турбины нельзя ввести понятие приведенных параметров, так как не существует стандартных значений температуры и давления на входе в неё. Поэтому для исключения неудобных единиц измерения вместо параметра $n/\sqrt{T_g^*}$ используется пропорциональный ему параметр, обозначаемый λ_u и равный отношению окружной скорости рабочего колеса первой ступени на его среднем радиусе к критической скорости потока газа на входе в турбину $a_{\text{кр.г}} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_g^*}$.

Кроме того, необходимо учитывать, что параметр расхода слабо изменяется или совсем не изменяется (как это будет показано ниже) при изменении режима работы турбины. Поэтому его обычно не включают в число независимых параметров.

С учетом сказанного, *характеристикой турбины называют зависимость её КПД, параметра работы и параметра расхода газа от параметра $n/\sqrt{T_g^*}$ (или λ_u) и степени понижения давления, т.е.*

$$\eta_{\text{T}}^* = f_1 \left(\frac{n}{\sqrt{T_g^*}}, \pi_{\text{T}}^* \right); \quad (8.1)$$

$$\frac{L_{\text{T}}}{T_g^*} = f_2 \left(\frac{n}{\sqrt{T_g^*}}, \pi_{\text{T}}^* \right); \quad (8.2)$$

$$\frac{G_{\text{г}} \sqrt{T_g^*}}{p_{\text{г}}^*} = f_3 \left(\frac{n}{\sqrt{T_g^*}}, \pi_{\text{T}}^* \right), \quad (8.3)$$

$$\text{или } \eta_{\text{T}}^* = f_1 \left(\lambda_u, \pi_{\text{T}}^* \right); \quad \frac{L_{\text{T}}}{T_g^*} = f_2 \left(\lambda_u, \pi_{\text{T}}^* \right); \quad \frac{G_{\text{г}} \sqrt{T_g^*}}{p_{\text{г}}^*} = f_3 \left(\lambda_u, \pi_{\text{T}}^* \right).$$

При этом необходимо отметить, что на характеристике турбины может быть представлена только одна из двух зависимостей (8.1) и

(8.2), поскольку значения η_{T}^* и $\frac{L_{\text{T}}}{T_{\Gamma}^*}$ при известной теплоемкости газа $c_{p\Gamma}$ однозначно связаны между собой, так как в соответствии с формулой (7.6)

$$\frac{L_{\text{T}}}{T_{\Gamma}^*} = c_{p\Gamma} \left(1 - \frac{1}{e_{\text{T}}^*} \right) \eta_{\text{T}}^*, \quad \text{где} \quad e_{\text{T}}^* = \left(\pi_{\text{T}}^* \right)^{\frac{k_{\Gamma}-1}{k_{\Gamma}}}. \quad (8.4)$$

К этим характеристикам могут добавляться также зависимости

$$\alpha_{\text{T}} = f_4 \left(\frac{n}{\sqrt{T_{\Gamma}^*}}, \pi_{\text{T}}^* \right) \quad \text{и} \quad \lambda_{\text{T}} = f_5 \left(\frac{n}{\sqrt{T_{\Gamma}^*}}, \pi_{\text{T}}^* \right), \quad (8.5)$$

поскольку значения угла α_{T} и числа λ_{T} существенно влияют, как уже отмечалось, на уровень потерь в затурбинном диффузоре.

Формы изображения характеристик турбин могут быть различными. В турбореактивных двигателях, как показывают расчеты и эксперименты, параметр $n/\sqrt{T_0^*}$, сравнительно слабо изменяется на различных режимах работы турбины (и её ступеней) в системе двигателя. Поэтому при графическом изображении характеристик этих двигателей обычно $\pi_{\text{ст}}^*$ рассматривается как аргумент, а $n/\sqrt{T_0^*}$ как параметр.

Если ГТД имеет не один, а два или более вала, то характеристика каждой группы ступеней (каскада) турбины, сидящей на одном валу, рассматривается отдельно.

В ряде случаев (например, для свободной турбины турбовального двигателя) характеристики могут представляться в виде зависимостей, аналогичных (8.1) и (8.3), но с заменой π_{T}^* на π_{T} и КПД в параметрах заторможенного потока на мощностной КПД.

8.2. ХАРАКТЕРИСТИКА СТУПЕНИ ТУРБИНЫ

Характеристики ступени турбины могут представляться в той же форме, что и характеристики турбины в целом, только с заменой индекса “г” (сечение на входе) на индекс “0” и индекса “т” (сечение на выходе) на индекс “2”.

На расчетном режиме работы, как уже отмечалось, степень понижения давления в каждой ступени турбины может достигать значений 2...3 и более. Соответственно при типичных значениях степени реактивности $\rho \approx 0,25...0,35$ степень понижения давления в сопловом аппарате ступени близка к критической или превышает её. Поэтому при увеличении (по сравнению с расчетной) общей степени понижения давления в ступени значение $q(\lambda)$ в горле межлопаточного канала соплового аппарата и соответственно на входе в него не возрастают или почти не возрастают (как в суживающемся сопле). Но тогда так же не изменяется или почти не изменяется и параметр расхода $G_r \sqrt{T_0^*} / p_0^*$, пропорциональный $q(\lambda_0)$. Расчеты и опыт показывают, что и степень понижения давления газа в сопловом аппарате в этом случае тоже не возрастают или возрастают гораздо медленнее, чем в рабочем колесе. При снижении (по сравнению с расчетной) общей степени понижения давления в ступени наблюдается аналогичная картина: степень понижения давления в РК уменьшается быстро, а в СА значительно медленнее. Параметр расхода уменьшается ещё медленнее. И только при весьма существенном снижении общей степени понижения давления в ступени (практически выходящем за область эксплуатационных режимов работы турбины в системе ГТД) степень понижения давления в СА и параметр расхода газа начинают быстро падать. Это необходимо учитывать только, например, при детальных расчетах процесса запуска авиационных ГТД.

Рассмотрим сначала влияние степени понижения давления газа π_{ct}^* на параметры ступени при расчетном значении λ_u (или $n/\sqrt{T_0^*}$), показанное (качественно) на рис. 8.1. Вначале рассмотрим влияние π_{ct} и соответственно π_{ct}^* .

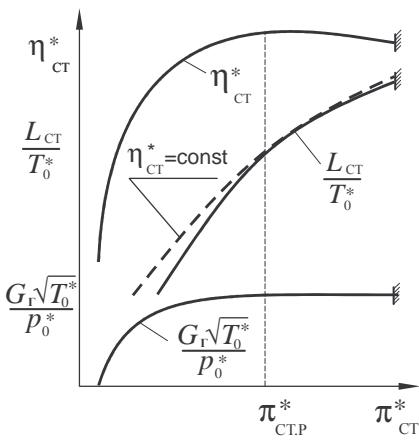


Рис. 8.1. Характеристика ступени турбины при $\lambda_u = \lambda_{u,p}$

По мере возрастания степени понижения давления газа в ступени π_{ct} (начиная со значений, близких к $\pi_{ct} = 1$) растет соответственно и перепад давлений на сопловом аппарате. Увеличение p_0^*/p_1 вызывает увеличение скорости истечения газа из соплового аппарата и соответственно рост скорости на входе в него, т.е. λ_0 . Следовательно, увеличивается и параметр $G_{\Gamma}\sqrt{T_0^*}/p_0^*$, пропорциональный $q(\lambda_0)$. (При малых значениях π_{ct} этот параметр возрастает сначала почти пропорционально величине $\pi_{ct} - 1$). Однако увеличение $G_{\Gamma}\sqrt{T_0^*}/p_0^*$ будет продолжаться лишь до тех пор, пока степень понижения давления газа в сопловом аппарате не станет близкой к её критическому значению (произойдет “запирание” СА) или пока не будет достигнута скорость звука в межлопаточных каналах находящегося за ним рабочего колеса (“запирание” РК). При этом при пониженных значениях π_{ct} перепад давлений на сопловом аппарате, как показывают опыт и расчеты, растет быстрее, чем на рабочем колесе, и поэтому “запирание” СА обычно происходит раньше. Дальнейшее увеличение π_{ct} уже не будет оказывать влияния

на параметр расхода. Аналогично влияет на параметр расхода газа и π_{ct}^* (см. рис. 8.1).

Рассмотрим далее изменение КПД ступени при изменении π_{ct}^* . Его можно объяснить, используя рассмотренное выше (в главе 6) влияние на КПД параметра u/c_1 . При расчетных значениях λ_u и π_{ct}^* величина u/c_1 близка к оптимальной и соответственно η_{ct}^* имеет значение, близкое к максимальному. Малым π_{ct}^* (и соответственно малым c_1) при расчетном значении λ_u соответствует значение u/c_1 , существенно превышающее расчетное. Поэтому с ростом π_{ct}^* (начиная с $\pi_{ct}^* = 1$) значение u/c_1 уменьшается, в результате чего η_{ct}^* сначала растет и достигает максимума (см. рис. 6.7), а затем снижается, как показано верхней кривой на рис. 8.1. Аналогично изменяется и η_{ct} .

Однако необходимо отметить, что данные, приведенные на рис. 6.7, как указывалось в п. 6.6.3, соответствуют предположению, что при всех u/c_1 форма профилей в решетке РК соответствует форме треугольника скоростей. В реальной же турбинной ступени при изменении u/c_1 и, следовательно, изменении угла β_1 лопатки рабочего колеса начинают обтекаться с нерасчетными углами атаки, что приводит к еще более резкому падению η_{ct}^* и η_{ct} при снижении π_{ct}^* по сравнению с его расчетным значением [и соответственно при $u/c_1 > (u/c_1)_p$].

Если бы значение η_{ct}^* при изменении π_{ct}^* оставалось бы неизменным, то параметр работы ступени L_{ct}^* / T_0^* в соответствии с формулой (8.4) изменялся бы в зависимости от π_{ct}^* так, как показано на рис. 8.1 штриховой линией. Но с учетом изменения η_{ct}^* эта зависимость протекает так, как показано на рис. 8.1 сплошной линией.

Отметим еще одну важную деталь характеристики ступени. При анализе характеристики компрессора уже наблюдалось «запирание» его выходного направляющего аппарата. Аналогичное явление имеет место и в турбинах, но со следующими особенностями.

Если степень понижения давления в сопловом аппарате

$$\pi_{c.a} = p_0^*/p_1 \text{ превышает критическое значение } \pi_{kp} = \left(\frac{k_r + 1}{2} \right)^{\frac{k_r}{k_r - 1}},$$

то в минимальном сечении межлопаточного канала решетки СА скорость газового потока достигает скорости звука, а за этим сечением продолжается расширение газа и увеличение его скорости в так называемом косом срезе межлопаточного канала. Это происходит следующим образом (рис. 8.2). За минимальным сечением $m-m'$ около вы-

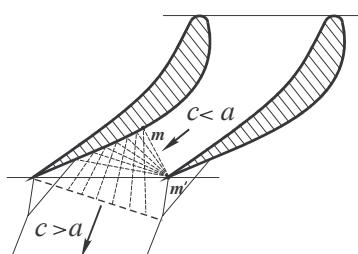


Рис. 8.2. Схема течения газа в косом срезе турбинной решетки

ходной кромки (в точке m') происходит почти скачкообразное падение давления от давления в этом сечении до давления за решеткой. В результате этого из точки m' исходит серия волн разрежения, при прохождении которых поток газа разгоняется и одновременно поворачивается в

сторону увеличения угла α_1 . Так достигается сверхзвуковая скорость в

решетке, составленной из сужающихся каналов, но имеющей угол выхода потока, существенно отличный от 90° .

Отражение волн разрежения от спинки соседней лопатки и возникновение скачков уплотнения в результате взаимодействия струй, вытекающих из соседних каналов, делает общую картину течения газа более сложной, но не изменяет основной ее особенности, заключающейся в возможности достижения сверхзвуковой скорости газа в косом срезе. Однако этот процесс может продолжаться лишь до тех пор, пока волны разрежения, выходящие из точки m' , попадают на спинку соседнего профиля, т.е. до тех пор, пока последняя из них станет практически параллельной фронту решетки. Можно показать, что при этом осевая составляющая скорости газа на выходе из решетки становится равной скорости звука.

Аналогичная картина наблюдается в решетке рабочего колеса турбинной ступени, если степень понижения давления газа в ней, определенная как отношение полного давления газового потока (в относительном движении) на входе в нее к статическому давлению на выходе, становится больше критической. В этом случае (при данном значении λ_u) дальнейшее увеличение π_{ct} уже не сказывается на структуре течения газа до рабочего колеса, но величина работы на валу ступени продолжает увеличиваться за счет расширения газа в косом срезе решетки рабочего колеса до тех пор, пока осевая составляющая скорости газа за РК не станет равна скорости звука. Дальнейшее увеличение π_{ct} (и π_{ct}^*) становится невозможным.

Таким образом, максимальное значение степени понижения давления в ступени турбины ограничено условием достижения осевой составляющей скорости газа за РК, равной скорости звука. Этот режим отмечен на рис. 8.1 штриховкой справа.

При изменении значения λ_u (или параметра $n/\sqrt{T_0^*}$) по сравнению с расчетным значением все кривые, изображенные на рис. 8.1, несколько смещаются и деформируются. На рис. 8.3 приведен пример характеристики ступени с $\pi_{ct,p}^* = 2,2$ при различных значениях λ_u .

При расчетном значении λ_u кривые η_{ct}^* , L_{ct}/T_0^* и $G_{\Gamma}\sqrt{T_0^*}/p_0^*$ (кривые 1 на рис. 8.3) протекают в зависимости от π_{ct}^* примерно так же, как и на рис. 8.1. При снижении λ_u (или $n/\sqrt{T_0^*}$) по сравнению с его расчетным значением для сохранения близкого к оптимальному значения u/c_1 необходимо снижать и π_{ct}^* . Поэтому максимум η_{ct}^* достигается в этом случае при меньшем значении π_{ct}^* . Соответственно деформируется и зависимость L_{ct}/T_0^* от π_{ct}^* . На параметр расхода $G_{\Gamma}\sqrt{T_0^*}/p_0^*$ снижение λ_u (при $\pi_{ct}^* = \text{const}$) влияет следующим образом. Уменьшение λ_u приводит к снижению значения u/c_1 и соответственно к уменьшению угла β_1 на вход в РК

(см. рис. 6.3). Но для РК с данной геометрией $\beta_2 \approx \text{const}$, и поэтому степень конфузорности течения в РК уменьшится, что повлечет за собой уменьшение степени понижения давления газа в РК и, следовательно, увеличение (при $\pi_{\text{ст}}^* = \text{const}$) степени понижения давления в СА. Поэтому, если при данном $\pi_{\text{ст}}^*$ скорость газа в горле решетки СА

была меньше скорости звука, то при уменьшении λ_u она возрастет, что приведет к возрастанию параметра $G_r \sqrt{T_0^*} / p_0^*$. Но если СА был уже "заперт", то параметр расхода не изменится (см. кривые 2 на рис. 8.3).

Увеличение λ_u повлияет на характеристику ступени турбины противоположным образом (см. кривые 3 на рис. 8.3).

Заметим, что изменение параметра λ_u в указанном на рис. 8.3 диапазоне сравнительно слабо влияет на параметры расхода газа и работы ступени турбины, но заметно сказывается на значении угла α_2 на выходе из ступени.

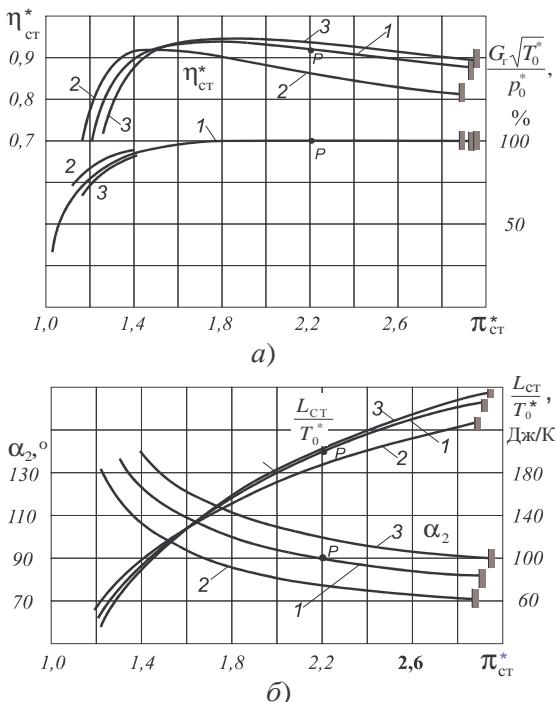


Рис. 8.3. Характеристика ступени тазовой турбины:
а) – изменение $\eta_{\text{ст}}^*$ и $G_r \sqrt{T_0^*} / p_0^*$; б) – изменение

$L_{\text{ст}} / T_0^*$ и α_2 ; кривые 1 – при $\lambda_u = \lambda_{u\text{p}} = 0,45$;
кривые 2 – при $\lambda_u = 0,9 \lambda_{u\text{p}}$; кривые 3 – при
 $\lambda_u = 1,1 \lambda_{u\text{p}}$

8.3. ХАРАКТЕРИСТИКИ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ТУРБИН

Характеристики многоступенчатых турбин в качественном отношении весьма схожи с рассмотренной выше характеристикой ступени турбины. Вместе с тем они имеют ряд особенностей, связанных с особенностями совместной работы ступеней в многоступенчатой турбине. Основные из них сводятся к следующему.

1. Как и в осевом компрессоре, при отклонении режима работы турбины от расчетного происходит рассогласование режимов работы ее ступеней. Сущность и причины возникновения этого рассогласования в компрессоре и в турбине в общем аналогичны. Изменение площади проточной части от ступени к ступени соответствует изменению плотности газа по тракту только на расчетном режиме работы. При изменении π_t^* степень изменения плотности газа по тракту турбины изменяется, вследствие чего изменяется распределение скоростей газа по тракту турбины и значений параметров u/c_1 в ее ступенях. В результате, как и в многоступенчатом компрессоре, ступени рассогласуются. И поэтому КПД многоступенчатой турбины при отклонении π_t^* от оптимального значения падает быстрее, чем в отдельной ступени.

2. Как и в многоступенчатом компрессоре, при изменении π_t^* (и $\lambda_u = \text{const}$) в наибольшей мере изменяется степень понижения давления в последней ступени (см., например, рис. 5.15). Наглядное представление о причине этого явления можно получить с помощью

рис. 8.4, где изображено изменение параметра расхода $\frac{G_r \sqrt{T^*}}{p}$ в

зависимости от π_{ct}^* для первой и второй ступеней двухступенчатой турбины. При этом для первой ступени здесь показано не только

изменение значения $\frac{G_r \sqrt{T_0^*}}{p_0}$ в зависимости от π_{ct}^* , но и измене-

ние значения соответствующего параметра на выходе из ступени $\frac{G_r \sqrt{T_2^*}}{p_2^*}$. Эти значения связаны с соотношением:

$$\frac{G_r \sqrt{T_2^*}}{p_2^*} = \frac{G_r \sqrt{T_0^*}}{p_0^*} \frac{p_0^*}{p_2^*} \sqrt{\frac{T_2^*}{T_0^*}} = \frac{G_r \sqrt{T_0^*}}{p_0^*} \left(\pi_{ct}^*\right)^{\frac{n+1}{2n}}, \quad (8.6)$$

где n — средний показатель политропы расширения газа в ступени (в

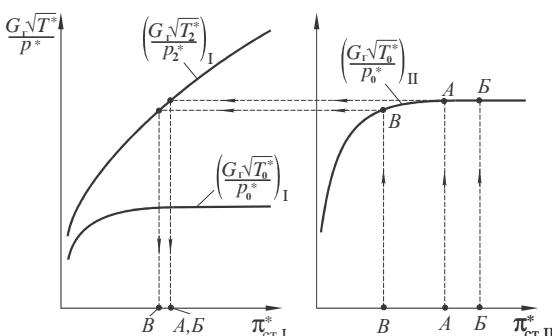
параметрах заторможенного потока). При этом параметр $\frac{G_r \sqrt{T_2^*}}{p_2^*}$ для

первой ступени, очевидно, равен параметру $\frac{G_r \sqrt{T_0^*}}{p_0^*}$ для второй сту-

пени. Показатель степени $\frac{n+1}{2n}$ в очень слабой мере зависит от КПД

ступени и показателя адиабаты и может быть принят равным $\sim 0,9$.

Максимальное значение параметра $\frac{G_r \sqrt{T_0^*}}{p_0^*}$ для второй ступени значительно больше, чем для первой, так как вследствие понижения давления (и плотности) газа в первой ступени общая площадь проходного сечения межлопаточных каналов соплового



аппарату второй ступени должна быть больше, чем в первой.

Пусть на некотором исходном режиме степень понижения давления во второй ступени $\pi_{ct}^* II$ соответствует на рис. 8.4 точке A . Проведя из этой точки горизонтальную линию до пересечения с

Рис. 8.4. К анализу совместной работы ступеней в двухступенчатой турбине

кривой $\frac{G_r \sqrt{T_r^*}}{p_r^*}$ для первой ступени, найдем соответствующий режим работы первой ступени, как показано на рис. 8.4 штриховыми линиями со стрелками. Если степень понижения давления во второй ступени увеличится, чему будет соответствовать, например, точка B , то, как видно из рис. 8.4, режим работы первой ступени вообще не изменится.

Если же $\pi_{ct\text{II}}^*$ станет меньше, чем в точке A , и перейдет в точку B , то

вследствие пологости кривой $\frac{G_r \sqrt{T_r^*}}{p_0^*}$ (для второй ступени) вблизи

точки A относительное уменьшение этого параметра будет вначале существенно меньшим, чем уменьшение $\pi_{ct\text{II}}^*$. А тогда, как видно из рис. 8.4 (и формулы (8.6)) снижение $\pi_{ct\text{I}}^*$ будет гораздо более слабым, чем снижение $\pi_{ct\text{II}}^*$.

Таким образом, в общем случае изменение степени понижения давление в первых ступенях многоступенчатой турбины при изменении режима её работы будет происходить в значительно меньшей степени, чем в последующих ступенях, или не будет происходить вовсе, если в одной из последних ступеней наступило «запирание» межлопаточных каналов.

На рис. 8.5 для примера показано изменение параметра расхода и сте-

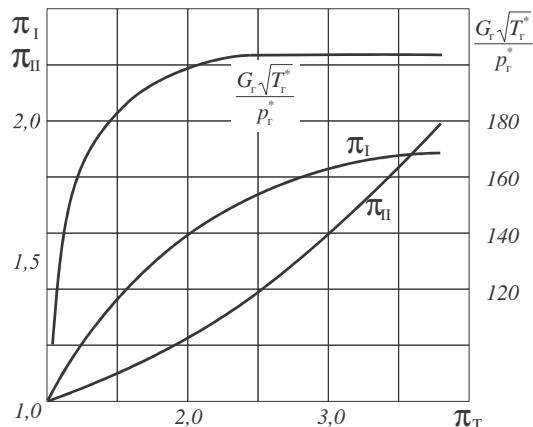


Рис. 8.5. Зависимость $\pi_{ct\text{I}}$, $\pi_{ct\text{II}}$ и

$G_r \sqrt{T_r^*} / p_r^*$ от общей степени понижения давления в двухступенчатой турбине

пеней понижения давления в первой π_{ctI} и во второй π_{ctII} ступенях двухступенчатой турбины при изменении общей степени понижения давления в турбине π_t и сохранении $\lambda_u = \text{const}$ (по данным эксперимента). На расчетном режиме степень понижения давления в этой турбине равна $\pi_{tr} \approx 3,6$. При этом $\pi_{ctI} \approx \pi_{ctII} \approx 1,9$. Если же π_t снизится до $\pi_t = 2$, то π_{ctII} уменьшится до $\approx 1,2$, т.е. примерно в 1,6 раза, тогда как π_{ctI} уменьшится до $\approx 1,6$, т.е. только в $\approx 1,2$ раза. а параметр расхода $G_r \sqrt{T_r^*} / p_r^*$ снизится только на 2,5%.

3. Слабая зависимость степени понижения давления в первой ступени от режима работы турбины в целом приводит к тому, что в широком диапазоне эксплуатационных режимов параметр расхода газа через турбину остается практически неизменным:

$$\frac{G_r \sqrt{T_r^*}}{p_r^*} = \text{const} . \quad (8.7)$$

Так, например, согласно рис. 8.5 снижение π_t до 2,4, т.е. в 1,5 раза по сравнению с расчетным значением, никак не сказывается на значении $G_r \sqrt{T_r^*} / p_r^*$, а при снижении π_t в 2 раза (что выходит за пределы диапазона основных эксплуатационных режимов) параметр расхода уменьшается всего на 5%.

4. Как и для ступени, область возможного диапазона увеличения π_t^* в многоступенчатой турбине ограничена значением $\pi_{t \max}^*$, соответствующим условию достижения скорости звука по осевой составляющей скорости газа на выходе из последней ступени.

В целом характеристики многоступенчатых турбин, как уже отмечалось, сходны с характеристиками отдельных ступеней. На рис. 8.6 приведена экспериментальная характеристика турбины низкого давления английского двухконтурного двигателя "Spay" в виде зависимости η_t^* от π_t^* при изменении параметра $n_z = n / \sqrt{T_r^*}$ в широком диапазоне, причем его значения даны в об/ $\sqrt{\text{K}}$. Как видно, в этом случае оп-

тимальное (по η_{T}^*) значение π_{T}^* также может изменяться в широком диапазоне. При этом зависимость параметра расхода $G_{\text{r}} \sqrt{T_{\text{r}}^*} / p_{\text{r}}^*$ от π_{T}^* (не показанная на рис. 8.6) тоже может (при изменении параметра $n / \sqrt{T_{\text{r}}^*}$) изменяться более сильно, чем это наблюдалось на рис. 8.3.

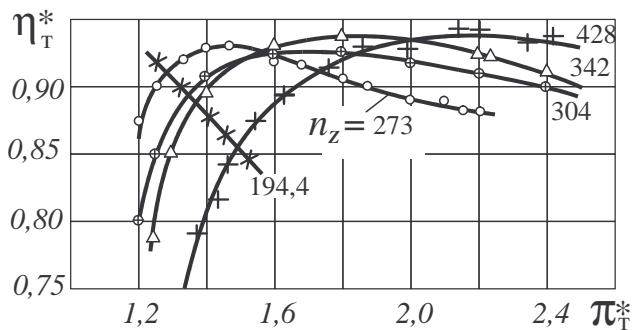


Рис. 8.6. Характеристика двухступенчатой турбины низкого давления ТРДД "Spray"

Г л а в а 9

КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТД

9.1. НАЗНАЧЕНИЕ КАМЕР СГОРАНИЯ И ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К НИМ

Камеры сгорания ГТД предназначаются для подвода теплоты к рабочему телу в двигателе за счет преобразования химической энергии топлива, запасенного на борту летательного аппарата, в тепловую при его сгорании с участием кислорода, содержащегося в воздухе. Двигатели для сверхзвуковых самолетов имеют обычно две камеры сгорания: основную (перед турбиной) и форсажную (перед соплом), включаемую для увеличения тяги.

Топливом для современных авиационных ГТД служит керосин. Существует много марок авиационных керосинов, но все они, являясь продуктами переработки нефти, представляют собой смесь углеводородов, в которой содержится 84...86 % (по массе) углерода (С), 14...16 % водорода (Н) и некоторое (очень малое) количество других веществ. Но поскольку разведанных запасов нефти хватит, по ориентировочным оценкам только на 40...80 лет, в настоящее время ведутся интенсивные исследования по применению в качестве топлива для авиации так называемых криогенных (сжиженных при низких температурах) топлив – жидкого метана (CH_4), сжиженного природного газа (СПГ), состоящего примерно на 90 % (80..95% в разных месторождениях) из метана и жидкого водорода (H_2). По оценкам специалистов запасов природного газа и соответственно метана хватит еще более чем на 100 лет, а запасы сырья для получения водорода в природе (из воды) практически не ограничены.

Криогенные топлива имеют еще одно преимущество – значительно больший, чем у керосина, **хладоресурс**, т.е. возможность эффективного охлаждения (с их использованием) элементов конструкции двигателя и летательного аппарата на больших сверхзвуково-

вых и гиперзвуковых скоростях полёта. При этом, благодаря очень быстрой испаряемости при случайном попадании из баков в окружающую среду, их пожароопасность по некоторым оценкам может быть ниже, чем у керосина.

Но помимо ряда проблем, связанных с производством, транспортировкой, хранением криогенных топлив, теплоизоляцией баков и систем и т.д., возникает также проблема размещения необходимых запасов этих топлив на борту самолета или вертолета, так как, несмотря на более высокую, чем у керосина, теплотворность (у жидкого метана H_u примерно на 15 %, а у жидкого водорода – в 2,8 раза больше, чем у керосина), количество теплоты, выделяющейся при сгорании *единицы объема* этих топлив из-за их низкой плотности оказывается существенно меньшим, чем у керосина. Так теплота сгорания одного литра жидкого метана оказывается примерно на 40% меньше, чем у керосина, а у жидкого водорода, плотность которого равна всего $71 \text{ кг}/\text{м}^3$ (у керосина $\approx 800 \text{ кг}/\text{м}^3$), теплота сгорания одного литра оказывается более чем в 4 раза меньше, чем у керосина, т.е. объем топливных баков на ЛА при переходе на жидкий водород должен быть при прочих равных условиях увеличен примерно в 4 раза.

Камера сгорания – один из важнейших элементов ГТД, от совершенства которого в значительной мере зависят надежность двигателя и его экономичность. Соответственно к камерам сгорания предъявляются нижеследующие *основные требования*.

1. *Высокая полнота сгорания топлива.* Потери теплоты в процессе горения связаны в основном с неполным сгоранием. Теплоотдача через стенки камеры сгорания во внешнюю по отношению к двигателю среду обычно пренебрежимо мала.

2. *Возможно малые потери полного давления.* Снижение полного давления потока, проходящего через камеру, из-за наличия гидравлических потерь и так называемого «теплового» сопротивления (см. далее) отрицательно сказывается как на тяге, так и на экономичности двигателя.

3. *Минимально возможные габариты* при данном количестве выделяемой при сгорании топлива теплоты, поскольку они связаны с общими габаритами и массой двигателя.

4. Устойчивый процесс горения в широком диапазоне режимов работы и условий полета. Даже кратковременное нарушение нормального процесса горения («срыв» пламени) приводит к самовыключению двигателя или его форсажной камеры. Недопустимым является также наличие сильных колебаний давления в камерах сгорания, которые могут быть вызваны нарушением нормального процесса подачи и распыливания топлива в камере или возникновением так называемого вибрационного горения.

5. Обеспечение необходимого и стабильного поля температур на выходе из камеры (перед турбиной) при заданном характере распределения температуры по радиусу. Нестабильность и окружная неравномерность температурного поля отрицательно сказываются на тепловом режиме сопловых и рабочих лопаток турбины и, следовательно, на их надежности и ресурсе. Радиальная неравномерность поля температур вводится преднамеренно с целью снижения рабочих температур наиболее нагруженных сечений лопаток.

6. Низкий уровень выброса твердых частиц (сажи) и вредных (токсичных) веществ в продуктах сгорания. «Дымление» двигателей приводит к загрязнению атмосферы, к нарушению нормального теплового режима деталей газового тракта (при отложении сажи на их поверхности) и т. д.

7. Надежный запуск («розжиг») на земле и в воздухе. Важность этого требования очевидна. Основные камеры сгорания ТРД должны обеспечивать надежное воспламенение топлива в них на высотах по крайней мере до 6 ... 10 км, а форсажные камеры — до высот, близких к потолку самолета.

Кроме того, к камерам сгорания предъявляются общие для всех элементов двигателя требования высокой надежности, большого ресурса, малой массы, простоты изготовления, эксплуатационной и ремонтной технологичности (т. е. простоты контроля, малого объема регламентных работ и т. д.).

Ниже будут рассмотрены схемы, параметры, особенности организации процесса горения и другие вопросы для камер сгорания ГТД, работающих на керосине. Камеры сгорания, предназначенные для работы на криогенных топливах, как показали уже проведенные экспериментальные исследования, могут быть выполнены аналогичным образом, имея отличия только в деталях.

9.2. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ КАМЕР СГОРАНИЯ ГТД

Для оценки совершенства камер сгорания, эффективности их рабочего процесса, а также при расчетах основных данных и характеристик авиационных ГТД используются следующие основные параметры камер сгорания:

1. **Коэффициент полноты сгорания.** Для основной камеры сгорания он представляет собой отношение количества теплоты Q , реально подведенной к единице массы воздушно-газового потока (рабочего тела) в камере сгорания, к теоретически возможному его значению Q_0 , которое выделилось бы в камере при полном сгорании топлива и при отсутствии потерь теплоты через её стенки

$$\eta_{\Gamma} = \frac{Q}{Q_0}. \quad (9.1)$$

Если теплотворность топлива равна H_u (для авиационных керосинов она составляет 42900...43100 кДж/кг), то

$$Q_0 = \frac{G_{\Gamma} H_u}{G_{\text{к.с}}} = g_{\Gamma} H_u,$$

где $G_{\text{к.с}}$ – расход воздуха через основную камеру сгорания, G_{Γ} –

расход топлива и $g_{\Gamma} = \frac{G_{\Gamma}}{G_{\text{к.с}}}$ – относительный расход топлива.

Для форсажной камеры аналогично

$$\eta_{\Gamma\phi} = \frac{Q_{\phi}}{Q_{\phi 0}}. \quad (9.2)$$

На расчетном режиме обычно в основной камере сгорания $\eta_{\Gamma} = 0,97...0,98$, а в форсажной $\eta_{\Gamma\phi} = 0,9 ... 0,95$.

Может рассматриваться также суммарный коэффициент полноты сгорания топлива в двигателе с форсажной камерой

$$\eta_{\Gamma\Sigma} = \frac{Q_{\Sigma}}{Q_{\Sigma 0}}, \quad (9.3)$$

где Q_{Σ} – количество теплоты, подведенной к 1 кг прошедшего через двигатель воздуха, при данном суммарном расходе топлива в основной и форсажной камерах, а $Q_{\Sigma 0}$ – то же, но если бы сгорание топлива было полным.

2. Коэффициент восстановления полного давления. Так называется отношение осредненного полного давления на выходе из камеры сгорания к полному давлению на входе в неё

$$\sigma = \frac{p_{\text{вых}}^*}{p_{\text{вх}}^*} = 1 - \frac{\Delta p^*}{p_{\text{вх}}^*}, \quad (9.4)$$

где Δp^* – потери (уменьшение) полного давления в камере.

Соответственно для основной камеры сгорания $\sigma_{\text{к.с}} = p_{\text{т}}^* / p_{\text{к}}^*$, для форсажной камеры сгорания, установленной за турбиной, $\sigma_{\phi, \text{к}} = p_{\phi}^* / p_{\text{т}}^*$, а если форсажная камера установлена за камерой смешения, то $\sigma_{\phi, \text{к}} = p_{\phi}^* / p_{\text{см}}^*$.

Обычно в основных камерах сгорания $\sigma_{\text{к.с}} = 0,92 \dots 0,96$, а в форсажных (когда они включены) $\sigma_{\phi, \text{к}} = 0,90 \dots 0,95$.

3. Коэффициент избытка воздуха α , равный отношению действительно поступающего в камеру сгорания в единицу времени количества воздуха (т.е. его расхода) $G_{\text{к.с}}$ к теоретически необходимому для полного сгорания топлива $G_{\text{т}}$, поступающего в камеру за то же время. Количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания одного килограмма топлива, обозначается L_0 .

Тогда

$$\alpha = \frac{G_{\text{к.с}}}{G_{\text{т}} L_0}.$$

Для авиационного керосина $L_0 = 14,7 \dots 14,9 \frac{\text{КГ ВОЗД}}{\text{КГ ТОПЛ}}$, для

водорода $L_0 = 34,3 \frac{\text{КГ ВОЗД}}{\text{КГ ТОПЛ}}$, для метана (CH_4) $L_0 = 17,2 \frac{\text{КГ ВОЗД}}{\text{КГ ТОПЛ}}$.

При $\alpha = 1$ смесь топлива с воздухом называется **стехиометрической**. При $\alpha < 1$, т.е. когда воздуха не хватает для полного сгорания (топливо содержится в избытке) смесь называется **богатой**, а если $\alpha > 1$ – **бедной**. Смесь может быть **однородной**, если во всех микрообъемах занимаемого ею пространства значение коэффициента α одинаково, и **неоднородной** в противном случае.

Температура продуктов сгорания однородной смеси керосина с воздухом зависит от её состава (коэффициента избытка воздуха α) и начальной температуры, как показано на рис. 9.1. Как видно, при сгорании стехиометрической смеси (т.е. при $\alpha = 1$) температура продуктов сгорания может превысить 2500 К. В основных камерах сгорания современных авиационных ГТД температура газа перед турбиной (на выходе из камеры сгорания) составляет 1500...1800 К, что, как видно из рис. 9.1, соответствует коэффициенту избытка воздуха α примерно 2...2,5.

В двигателях с форсажной камерой может рассматриваться суммарный коэффициент избытка воздуха, подсчитанный по всему количеству топлива, подаваемому в двигатель в единицу времени G_{Σ} , и по всему участвующему в процессах горения количеству воздуха G_{Σ} , т.е.

$$\alpha_{\Sigma} = \frac{G_{\Sigma}}{G_{\Sigma} L_0} . \quad (9.6)$$

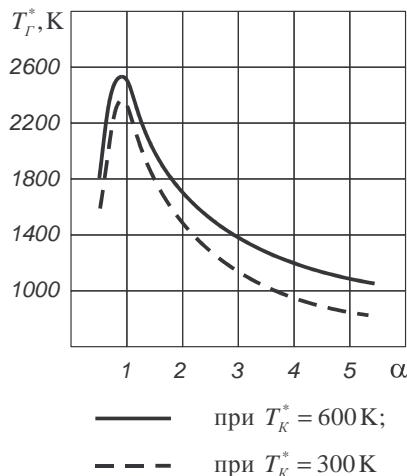


Рис. 9.1. Зависимость температуры продуктов полного сгорания однородной керосино-воздушной смеси от её начальной температуры и коэффициента избытка воздуха

Величина α_{Σ} может достигать значений, близких к единице, т.е. при включенной форсажной камере температура газа на выходе из неё (см. рис. 9.1) может превосходить 2000...2200 К.

4. **Теплонапряженность** камеры сгорания Q_V характеризует её габаритное совершенство. Она представляет собой отношение количества теплоты, выделившееся в течение часа в единице объема камеры, к давлению на входе в неё. Например, для основной камеры сгорания

$$Q_V = \frac{3600 G_t H_u \eta_{\Gamma}}{V_{\text{к.с}} p_{\text{k}}^*} . \quad (9.7)$$

Теплонапряженность основных камер сгорания авиационных ГТД составляет обычно $(3...6) \cdot 10^6$ Дж/(ч·м³·Па), а форсажных камер – $(6...10) \cdot 10^6$ Дж/(ч·м³·Па). Увеличение теплонапряженности позволяет уменьшить габариты камеры сгорания, но ограничивается возможным снижением η_{Γ} .

9.3. ОСНОВНЫЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ ПРОЦЕССА ГОРЕНИЯ ТОПЛИВА

Горение топливо-воздушной смеси в двигателе представляет собой сложный физико-химический процесс, который можно условно рассматривать состоящим из последовательно протекающих процессов распыливания топлива, его испарения, смешения паров топлива с воздухом, воспламенения образовавшейся горючей смеси и собственно химической реакции окисления (горения). В действительности указанные процессы протекают не строго последовательно, а в значительной степени одновременно. Но такое разделение позволяет лучше уяснить сущность сложного процесса горения и проанализировать достаточно полно влияние на него различных факторов. Рассмотрим подробнее некоторые из этих процессов.

Распыливание представляет собой процесс дробления жидкого топлива на мелкие капли. При уменьшении среднего диаметра капель их общая поверхность увеличивается, что ускоряет прогрев и испарение жидкости и облегчает последующий процесс смешения.

В ГТД распыливание происходит в процессе впрыска топлива под давлением через форсунки. Вытекающая из форсунки струя топлива распадается на капли под действием сил сопротивления среды, в которую производится впрыск, а также внутренних сил, обусловленных турбулентным движением, возникающим в самой струе при ее течении. Распыл улучшается при увеличении перепада давления на форсунке и при повышении плотности среды. В ГТД применяются как струйные форсунки, так и центробежные форсунки, в которых поток топлива до выброса его в камеру сгорания предварительно закручивается, чтобы потом в распаде струи на капли приняли участие центробежные силы. Применяются также форсунки, в которых распыл происходит под действием сжатого воздуха (эмulsionные форсунки, работающие по принципу пульверизатора).

Испарение распыленного топлива сопровождается поглощением теплоты. Скорость испарения распыленного топлива определяется интенсивностью подвода теплоты от воздуха к каплям и скоростью отвода от них образовавшегося пара, т. е. в конечном счете температурой и давлением воздуха, скоростью его движения относительно капли, размером капель, их температурой и давлением насыщенных паров топлива. С увеличением давления воздуха на входе в камеру сгорания скорость испарения падает из-за уменьшения скорости отвода пара от испаряющихся капель.

Смешение паров топлива с воздухом происходит путем диффузии и в значительной мере вследствие турбулентного перемешивания потока. Скорость протекания процесса смешения и степень однородности смеси в конечном счете определяются первоначальным распределением капель топлива в воздушном потоке и интенсивностью турбулентного перемешивания.

Воспламенение горючей смеси топлива с воздухом происходит от факела пламени, непрерывно существующего в работающих камерах сгорания. Возможно также образование в смеси начального очага пламени в результате воздействия постороннего источника высокой температуры (струи горящей смеси, электрической искры и т.п.). Но образование начального очага пламени не всегда ведет к воспламенению всей смеси. При слишком богатой и слишком бедной смеси местное тепловыделение оказывается недостаточным для нагревания соседних слоев до температуры воспламенения. В результате пламя, возникшее у источника зажигания, гаснет. Предель-

ные значения коэффициента избытка воздуха (α_{\min} и α_{\max}), при которых пламя от источника зажигания еще может распространяться по всему объему смеси, называют **пределами воспламеняемости смеси**. Они зависят от рода топлива, степени однородности и физических параметров смеси. Так, например, понижение давления и особенно температуры смеси сужает эти пределы. Обычно пределы воспламеняемости однородных гомогенных смесей авиационных керосинов с воздухом составляют от $\alpha_{\min} \approx 0,5 \dots 0,6$ до $\alpha_{\max} \approx 1,3 \dots 1,6$.

Горение топливо-воздушной смеси представляет собой химическую реакцию окисления горючих веществ кислородом воздуха, сопровождающуюся выделением большого количества теплоты и образованием видимого пламени. В неподвижной однородной топливо-воздушной смеси процесс горения происходит в очень узкой светящейся зоне, перемещающейся в сторону еще несгоревшей части объема смеси и называемой **фронтом пламени**. Перемещение фронта пламени происходит с так называемой **нормальной** скоростью горения u_h (скорости перемещения фронта пламени по нормали к нему). Значение u_h определяется во многом кинетикой химических реакций (поэтому такое горение однородной смеси часто называют **кинетическим**). Она зависит, главным образом, от состава смеси (т.е. от рода топлива и коэффициента избытка воздуха α) и ее температуры.

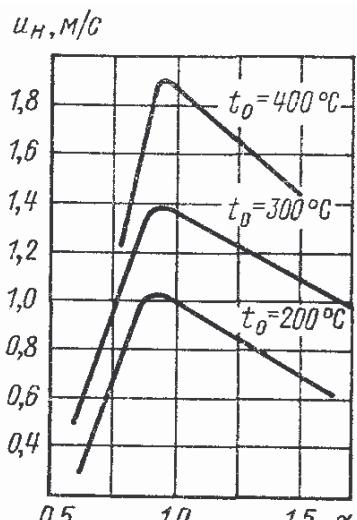


Рис. 9.2. Нормальная скорость горения для керосино-воздушных смесей

Зависимость u_h от α для смесей керосина с воздухом при различных начальных температурах смеси приведена на рис. 9.2. Как видно, максимальная скорость распространения пламени достигается при значениях α примерно $0,8 \dots 0,9$, а с увеличением α значительно

падает. С увеличением температуры u_h существенно возрастает. Повышение давления обычно ведет к некоторому снижению u_h .

Отметим, что, как видно из рис. 9.2, u_h – сравнительно малая величина, не превышающая в данном случае 2 м/с. И если горючая смесь движется, то до тех пор, пока её течение имеет ламинарный характер, скорость распространения пламени относительно смеси остается практически такой же. Но, если поток турбулентный, то картина существенно изменяется. Турбулентность, искривляя фронт пламени, резко увеличивает его поверхность, повышая тем самым объем смеси, вовлекаемый в процесс горения в единицу времени. При большой степени турбулентности фронт пламени разрывается, и от него отделяются небольшие объемы, которые, проникая в свежую смесь, воспламеняют ее, еще больше ускоряя процесс. Горение идет уже в некотором объеме, называемом **зоной горения**. Скорость распространения пламени в турбулентном потоке u_t зависит не столько от физико-химических свойств смеси, определяющих u_h , сколько от степени турбулентности потока. Эта степень турбулентности в камерах сгорания ГТД такова, что скорость турбулентного распространения пламени в них во много раз больше u_h . Но характер зависимости этой скорости от α остается практически таким же, как и для u_h (см. рис. 9.2). С понижением давления в потоке топливной смеси (например, при увеличении высоты полета) его турбулентность снижается из-за уменьшения числа Re . Это отрицательно сказывается на скорости горения u_t .

Необходимо иметь в виду, что в камерах сгорания ГТД топливо-воздушная смесь образуется непосредственно вблизи зоны горения. При этом в общем случае в зону горения поступает неоднородная топливо-воздушная смесь с частично не успевшими испариться каплями топлива, т. е. гетерогенная смесь. При горении такой смеси большую роль играет процесс диффузии паров топлива в воздушный поток (**диффузионное горение**). Исследования показывают, что скорость распространения пламени в таких смесях имеет тот же порядок, что и u_t , но пределы значений коэффициента избытка воздуха α (среднего по всему объему смеси), в которых возможно ус-

тойчивое горение, в этом случае расширяются, так как, например, при общем обеднении смеси местные концентрации паров топлива вокруг испаряющихся капель могут быть более благоприятными для воспламенения и сгорания. Фронт пламени при диффузионном горении располагается в тех областях, где местный состав смеси близок к стехиометрическому.

9.4. ТИПЫ ОСНОВНЫХ КАМЕР СГОРАНИЯ ГТД И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА ГОРЕНИЯ В НИХ

Основные камеры сгорания авиационных ГТД могут иметь разнообразные формы проточной части и различное конструктивное выполнение. Применяются практически камеры сгорания трех основных типов (рис. 9.3): *а* – трубчатые (индивидуальные), *б* – трубчато-кольцевые и *в* – кольцевые.

Трубчатая камера сгорания состоит из жаровой трубы *1*, внутри которой организуется процесс горения, и корпуса (кожуха) *2*. На двигателях обычно устанавливались несколько таких камер. В современных авиационных ГТД трубчатые камеры сгорания практически не используются.

В трубчато-кольцевой камере все жаровые трубы заключены в общий корпус, имеющий внутреннюю и наружную поверхности, охватывающие вал двигателя. В кольцевой камере сгорания жаровая труба имеет в сечении форму кольца, также охватывающего вал двигателя.

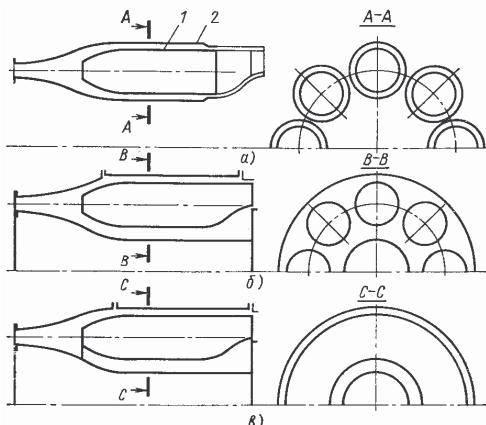


Рис. 9.3. Типы основных камер сгорания

Расположение и тип форсунок, используемых для подачи топлива в камеры сгорания, также могут быть различными. Однако, несмотря на большое разнообразие схем и конструктивных форм основных камер сгорания, процесс горения в них организуется практически одинаково.

Одной из важнейших особенностей организации процесса горения в основ-

ных камерах сгорания ГТД является то, что он должен протекать при сравнительно больших коэффициентах избытка воздуха. При реализуемых в настоящее время температурах газа перед турбиной порядка $T_g^* = 1800...1600$ К и ниже, как уже отмечалось, значение коэффициента избытка воздуха (среднее для всей камеры) должно составлять 2,0...3,0 и более. При таких значениях α однородная топливо-воздушная смесь, как было указано выше, не воспламеняется и не горит. При резком уменьшении подачи топлива в двигатель, которое может иметь место в условиях эксплуатации, коэффициент избытка воздуха может достигать еще больших значений (до 20...30 и более).

Вторая важная особенность этих камер состоит в том, что скорость потока воздуха или топливо-воздушной смеси в них (выбираемая с учетом требований к габаритным размерам двигателя) существенно превышает скорость распространения пламени при турбулентном диффузионном горении. И, если не принять специальных мер, пламя будет унесено потоком за пределы камеры сгорания

Поэтому организация процесса горения топлива в основных камерах ГТД основывается на следующих двух принципах, позволяющих обеспечить устойчивое горение топлива при больших значениях α и высоких скоростях движения потока в них:

1. Разделение всего потока воздуха на две части, из которых только одна часть (обычно меньшая) подается непосредственно в **зону горения** (где за счет этого создается необходимый для устойчивого горения состав смеси). А другая часть направляется в обход зоны горения (охлаждая снаружи жаровую трубу) в так называемую **зону смешения** (перед турбиной), где смешивается с продуктами сгорания, понижая в нужной мере их температуру;

2. Стабилизация пламени в зоне горения путем создания в ней **зоны обратных токов**, заполненной горячими продуктами сгорания, непрерывно поджигающими свежую горючую смесь.

Конкретные формы реализации этих мероприятий могут быть различными. На рис. 9.4 показана схема одного из вариантов трубчато-кольцевой камеры сгорания. Камера состоит из жаровой трубы 1 и корпуса 2. В передней части жаровой трубы, которую называют **фронтовым устройством**, размещаются форсунка 3 для подачи то-

плива и лопаточный завихритель 5. Для уменьшения скорости воздуха в камере на входе в нее (за компрессором) выполняется диффузор 4, благодаря которому скорость воздуха перед фронтовым устройством обычно не превышает 50 м/с.

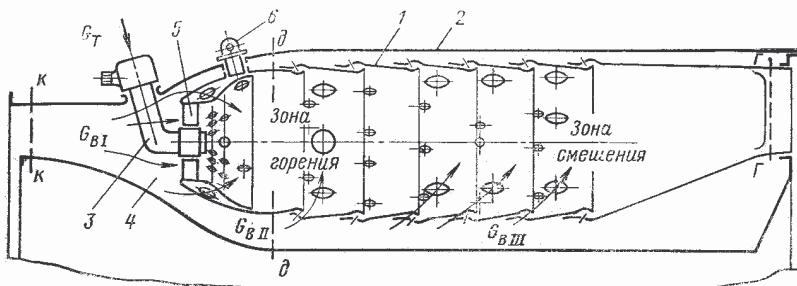


Рис. 9.4. Схема основной камеры сгорания

Воздух, поступающий в камеру сгорания из компрессора, делится на две части. Одна часть направляется в зону горения, а вторая часть – в зону смешения. Часть воздуха, поступающая в зону горения, в свою очередь делится еще на две части. Первая часть, так называемый **первичный** воздух G_{B1} (см. рис. 9.4), поступает непосредственно через фронтовое устройство к месту расположения факела распыла топливной форсунки и используется для формирования богатой топливной смеси такого состава, который обеспечивал бы на всех режимах достаточно быстрое и устойчивое сгорание.

Вторая его часть (так называемый **вторичный** воздух G_{B2}) через боковые отверстия в жаровой трубе поступает в камеру для завершения процесса горения (первичного воздуха для этого недостаточно). Общее количество воздуха, поступающего в зоны горения (т.е. $G_{B1} + G_{B2}$) обеспечивает в ней коэффициент избытка воздуха порядка $\alpha = 1,6 \dots 1,8$, что соответствует устойчивому горению, полному сгоранию и температуре порядка 1800...1900 К.

Если допустимая температура газов перед турбиной ниже этой величины, необходимый для её уменьшения **третичный** (или **смесительный**) воздух поступает в жаровую трубу через задние ряды отверстий или щелей, быстро снижая их температуру до допустимой. При этом важно подчеркнуть, что, если какая-то часть топлива

не успеет сгореть до попадания в зону смешения, то дальнейшее ее догорание практически уже не произойдет, так как температура газа (и, следовательно, скорость горения) в этой части камеры резко падают, а коэффициент избытка воздуха возрастает до значений, превышающих предел устойчивого горения.

Число, расположение и форма отверстий для подвода третичного воздуха подбираются таким образом, чтобы обеспечить желаемое поле температур газа перед турбиной.

Соотношение между количеством первичного, вторичного и смесительного воздуха зависит от конкретной схемы организации процесса горения и расчетного значения температуры газов перед турбиной. С увеличением этой температуры относительное количество третичного воздуха, очевидно, должно уменьшаться, поскольку значение среднего коэффициента избытка воздуха на выходе из камеры приближается к среднему значению α в зоне горения.

Подвод первичного и вторичного воздуха в жаровую трубу должен быть организован так, чтобы в зоне горения создавалась нужная структура потока. Эта структура должна обеспечить хорошее смешение топлива с воздухом, создание нужных полей концентраций топлива и наличие мощных обратных токов, обеспечивающих надежное воспламенение свежей смеси на всех режимах работы камеры. Структура потока в передней части жаровой трубы камеры сгорания с так называемым лопаточным завихрителем показана схематично на рис. 9.5. Воздух поступает сюда через завихритель 1, лопатки которого закручивают поток (подобно лопаткам входного направляющего аппарата компрессора). Далее воздух движется вдоль поверхности жаровой трубы в виде конической вихревой струи. Вихревое движение воздуха приводит к понижению давления в области за завихрителем, вследствие чего в эту область устремляется газ из расположенного

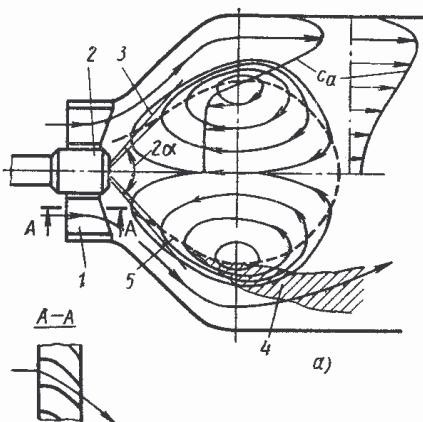


Рис. 9.5. Зона обратных токов в основной камере сгорания

женных дальше от фронтового устройства участков жаровой трубы. В результате здесь возникает зона обратных токов, граница которой показана на рисунке линией 5. Там же показаны эпюры распределения осевых составляющих скорости воздуха (газа) c_a . Топливо-воздушная смесь, образовавшаяся за фронтовым устройством, при запуске двигателя поджигается огненной струей, создаваемой пусковым воспламенителем 6 (см. рис. 9.4). Но в последующем горячие продукты сгорания вовлекаются в зону обратных токов и обеспечивают непрерывное поджигание свежей смеси. Кроме того, горячие газы, циркулирующие в этой зоне, являются источником теплоты, необходимой для быстрого испарения топлива.

Наряду с рассмотренной схемой камеры сгорания с завихрителем и с одной форсункой в каждой жаровой трубе (или с одним рядом форсунок в кольцевой камере) могут использоваться и другие схемы основных камер сгорания – с несколькими форсунками (несколькими рядами форсунок), с другими способами создания зоны обратных токов и т.д. Но общие принципы организации рабочего процесса в них остаются такими же.

9.5. ФОРСАЖНЫЕ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА ГОРЕНИЯ В НИХ

Состав горючей смеси в форсажной камере отличается от такого в основных камерах сгорания прежде всего тем, что на расчетном режиме их работы температура газа на выходе из неё составляет 2000...2300 К, что может быть достигнуто только при суммарном коэффициенте избытка воздуха $\alpha_{\Sigma} \approx 1,1...1,3$, уже не требующих снижения для организации процесса горения. Поэтому в форсажной камере отпадает необходимость разделения её на зону горения и зону смешения. Кроме того, температура среды, в которую впрыскивается топливо, здесь выше, чем в основных камерах сгорания, что облегчает процесс испарения топлива и последующего воспламенения смеси. Но скорость потока газа в форсажных камерах по габаритным соображениям приходится иметь значительно более высокой, чем в основных камерах (порядка нескольких сотен м/с). Поэтому для стабилизации процесса горения в них также организуются зоны обратных токов. Кроме того, в связи с тем, что коэффициент избытка воздуха α_{Σ} в форсажной камере на её расчетном ре-

жиме близок к единице, необходимо обеспечить такое распределение впрыскиваемого топлива по пространству камеры, при котором по возможности было бы исключено местное переобогащение смеси, ведущее к неполному сгоранию.

На рис. 9.6 показана типичная схема форсажной камеры сгорания, установленной за турбиной ТРД. На входе в камеру имеется небольшой диффузор 7. За ним расположено фронтовое устройство, состоящее из нескольких стабилизаторов пламени 5 (пластин или колец V-образного сечения) и большого числа (часто нескольких десятков) форсунок 1, объединенных в несколько топливных коллекторов (на рис. 9.6 их два). Большое число форсунок обеспечивает равномерность состава смеси по объему камеры, а наличие нескольких коллекторов позволяет путем их частичного отключения сохранить на пониженных режимах (т.е. при сниженном общем расходе топлива) необходимый для устойчивого горения состав смеси около тех форсунок, которые еще не отключены.

Структура потока за V-образным стабилизатором показана на рис. 9.7. В результате срыва потока с кромок стабилизатора за ним (как за всяkim плохо обтекаемым телом) возникает зона обратных

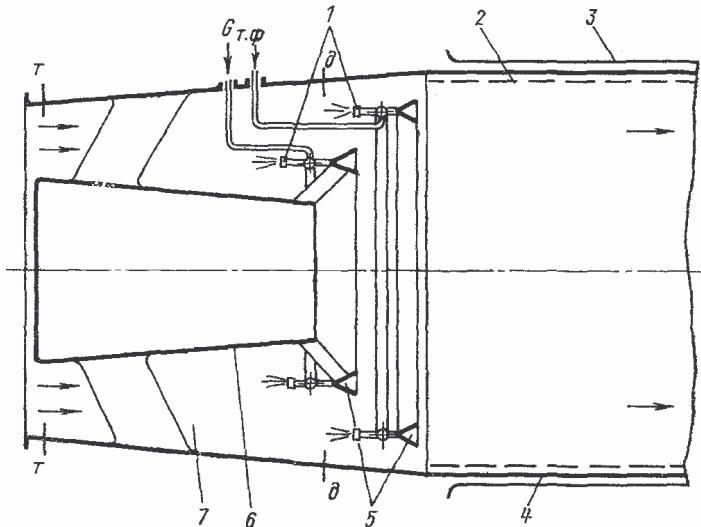


Рис. 9.6. Схема форсажной камеры сгорания

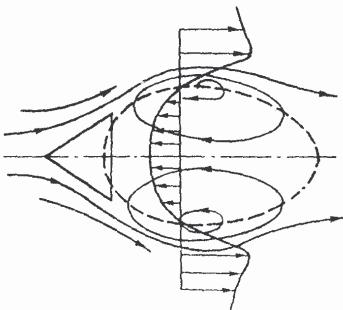


Рис. 9.7. Структура потока возле
V – образного стабилизатора

токов. Впрыск топлива часто производится против потока газа (для улучшения распыла) и при этом форсунки располагают так, чтобы часть впрыскиваемого топлива попадала непосредственно на поверхность стабилизаторов, образуя на ней жидкую пленку, которая затем стекает с их задних кромок. Благодаря этому в следе за стабилизатором создается зона богатой смеси, наличие которой повышает устойчивость горения на режимах с повышенными значениями α_{Σ} .

Горение топливо-воздушной смеси начинается на границе зоны обратных токов в нескольких сантиметрах за стабилизатором и распространяется затем на весь поток. Значительная часть топлива выгорает на сравнительно небольшом расстоянии от стабилизаторов. Но для полного завершения горения двухфазной смеси при высоких скоростях газового потока пространство за стабилизаторами должно иметь большую протяженность. На практике форсажные камеры выполняют более короткими, чем требуется, идя на некоторую неполноту сгорания ради уменьшения габаритных размеров и массы камеры.

Для защиты стенок форсажной камеры от прогара за стабилизаторами устанавливается теплозащитный экран 2 (см. рис.9.6), не несущий механических нагрузок и омываемый снаружи сравнительно холодным потоком газа, выходящего из турбины или из камеры смешения и не смешанного с топливом. Кроме того, корпус форсажной камеры 4 для его охлаждения обычно в полете обдувается снаружи воздухом, подаваемым под капот 3.

Одна из серьезных трудностей, которую приходится преодолевать при создании форсажных камер, – возникновение особого вида неустойчивости в их работе, называемой *"вibrationным горением"*. Вибрационное горение проявляется в виде колебаний давления с частотой порядка $10^2...10^3$ Гц, вызывающих сильные вибрации элементов конструкции камеры и ведущих к их быстрому разрушению, а также к усталостным разрушениям других деталей

двигателя. Эти колебания могут быть как продольными (т.е. происходящими вдоль оси камеры), так и поперечными или смешанными.

Как установлено, вибрационное горение является автоколебательным процессом, протекающим в камере сгорания. Возникновение и развитие автоколебаний в какой-либо системе происходит при двух обязательных условиях. Во-первых, к системе должна подводиться извне энергия в количестве, достаточном для преодоления факторов, демпфирующих колебания (вязкости, гидравлического сопротивления и др.) и (в данном случае) для компенсации затрат на «раскачку» свежих порций газа взамен вытекающих из сопла. Таким источником энергии в камере сгорания является тепловыделение в зоне горения. Во-вторых, для возбуждения автоколебаний в системе должна существовать положительная обратная связь, т. е. колебание (периодическое изменение во времени) тепловыделения должно вызываться колебаниями давления и приводить к их усилению.

Исследования показали, что механизм обратной связи при вибрационном горении связан с влиянием колебаний давления и скорости газового потока в камере на интенсивность процесса горения. Эта связь может иметь различную природу. Например, периодические срывы вихрей с задних кромок стабилизаторов приводят к периодическим колебаниям давления и скорости газа, которые, воздействуя на фронт пламени, вызывают изменение его положения и формы, т.е. в конечном счете, площади поверхности фронта пламени. Следовательно, изменяется и тепловыделение в единицу времени. В свою очередь, колебания интенсивности тепловыделения будут вызывать колебания давления. При определенных условиях это может привести к раскачке колебаний, т. е. к возникновению вибрационного горения.

При обедненных смесях и не очень больших давлениях в форсажной камере колебания тепловыделения обычно не компрессируют рассеивание энергии колебаний газа. Поэтому вероятность возникновения вибрационного горения оказывается наибольшей при полете на малых высотах с максимальной скоростью и высокими значениями температуры газа в форсажной камере.

Основными способами предотвращения вибрационного горения в форсажных камерах являются следующие:

1. Установка гофрированного антивибрационного экрана с перфорированными стенками или со щелями. Такой экран спо-

составляет рассеиванию поперечных волн давления вследствие неправильного отражения от гофрированной поверхности и их поглощению (демпфированию) благодаря наличию перфорации.

2. Помещение стабилизаторов близко к узлам стоячих волн давления и скорости, возникающих в камерах при колебаниях.

3. Увеличение числа стабилизаторов и эшелонирование их по длине камеры для снижения «остроты» возможного резонанса.

В эксплуатации возможна еще одна форма проявления неустойчивости в работе форсажных камер – низкочастотные (5...50 Гц) колебания давления в камере, сопровождающиеся колебаниями давления топлива перед форсунками и расхода топлива. Эти явления могут возникать при малых перепадах давления на форсунках (т. е. на пониженных форсажных режимах и на больших высотах полета) и связаны обычно с ухудшением распыла топлива и с наличием обратной связи между колебаниями давления в камере и колебаниями расхода топлива.

9.6. ХАРАКТЕРИСТИКИ КАМЕР СГОРАНИЯ АВИАЦИОННЫХ ГТД

В условиях эксплуатации основные и форсажные камеры сгорания авиационных ГТД работают в широком диапазоне режимов. Зависимости, показывающие, как изменяется коэффициент полноты сгорания при изменении режима работы камеры, характеризуемого значениями коэффициента избытка воздуха, а также давлением, температурой и скоростью потока на входе в камеру, называются **характеристикой камеры сгорания** (по полноте сгорания). А зависимости пределов устойчивого горения (α_{\min} и α_{\max}) от параметров потока на входе в камеру называются **срывной характеристикой камеры сгорания**.

В связи со сложностью процессов испарения, смешения, воспламенения и сгорания, в особенности при диффузионном горении, инженерных методов расчета этих характеристик пока что не существует. Они определяются в эксперименте. И при этом при соблюдении геометрического подобия результаты испытаний модели камеры сгорания могут быть с большой степенью достоверности перенесены на натурную камеру. Но разработать критерии подобия, которые позволили бы пересчитать полученные характеристики на

другие условия работы (например, на другое давление на входе в камеру) или на камеру сгорания другой формы не удается. Тем не менее в качественном отношении характеристики различных камер сгорания протекают сходным образом.

Рассмотрим вначале характеристики **основных** камер сгорания. На рис. 9.8 приведена примерная характеристика основной камеры сгорания *по составу смеси* (т.е. зависимость коэффициента полноты сгорания η_{Γ} от α) при двух значениях температуры воздуха на входе в камеру. Характеристика относится к камере, рассчитанной на получение температуры газов перед турбиной $T_{\Gamma}^* \approx 1600 \dots 1650$ К, что соответствует $\alpha \approx 2,5$. Как видно, максимальное значение η_{Γ} достигается здесь при $\alpha_{\text{опт}} \approx 2,5 \dots 3$, а при больших и меньших значениях α коэффициент полноты сгорания заметно снижается.

Уменьшение полноты сгорания при пониженных значениях α объясняется следующими причинами. В зоне горения коэффициент избытка воздуха (при оптимальном для всей камеры значении α) близок к единице. Поэтому при снижении α происходит переобогащение зоны горения, в результате которого из-за недостатка кислорода топливо сгорает в ней не полностью и пары его частично выносятся в зону смешения, где из-за резкого снижения температуры горение прекращается. При чрезмерном переобогащении зоны горения наступает резкое снижение температуры газов в зоне обратных токов, результатом чего может явиться прекращение горения (срыв пламени). Но обычно этим режимам соответствуют такие высокие значения температуры газов на выходе из камеры, которые недопустимы по условиям прочности турбины.

При увеличении среднего для всей камеры значения α зона горения обедняется. И, хотя она содержит

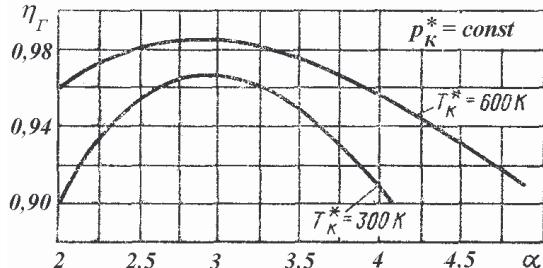


Рис. 9.8. Типовая характеристика основной камеры сгорания по α

достаточное количество кислорода для обеспечения полного сгорания, температура и соответственно скорость горения в ней падают, в результате чего часть горючей смеси не успевает прореагировать полностью в зоне горения и выносится в зону смешения, где опять таки из-за резкого снижения температуры горение прекращается. При слишком большом обеднении смеси температура зоны обратных токов падает настолько, что ее поджигающая способность становится недостаточной и наступает «бедный» срыв пламени. Но вследствие диффузионного характера горения и сопутствующей ему большой неоднородности состава топливо-воздушной смеси процесс горения (на малых высотах) остается устойчивым даже при весьма сильном обеднении смеси ($\alpha_{\max} = 50\dots60$).

Уменьшение температуры воздуха на входе в камеру T_k^* приводит к снижению η_g вследствие замедления процессов испарения топлива и горения, особенно при больших отклонениях α от оптимального значения (см. рис. 9.8).

На рис. 9.9 показана типичная зависимость коэффициента полноты сгорания **от давления** p_k^* . При давлениях, превышающих 120...140 кПа, полнота сгорания сохраняет высокое значение. Но при давлениях, меньших 100 кПа (что может наблюдаться, например, с подъемом на высоту), полнота сгорания топлива значительно снижается. Это объясняется снижением пропорциональных p_k^* чисел Re , с которыми обтекаются элементы камеры, что ведет к снижению степени турбулентности потока. В результате этого ухудшается процесс смешения паров топлива с воздухом, снижается скорость распространения пламени u_T . Могут уменьшиться также размеры зоны обратных токов. Кроме того, при снижении p_k^* уменьшается плотность воздуха за компрессором, а вместе с ней и расход воздуха через камеру сгорания. Соответственно снижается и расход топлива. Но перепад

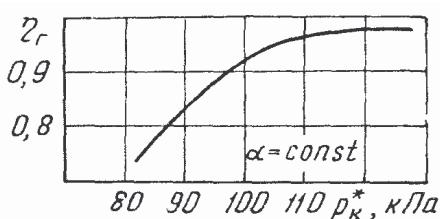


Рис. 9.9. Типичная зависимость η_g от давления на входе в камеру сгорания

давления на форсунках при прочих равных условиях пропорционален квадрату расхода топлива. Поэтому уменьшение расхода топлива ведет к резкому снижению перепада давления на форсунках и качества распыла. В авиационных ГТД принимаются специальные меры для улучшения качества распыла при малых расходах топлива. Например, применяются двухканальные форсунки с автоматическим отключением одного из каналов при малых расходах. Может вообще ограничиваться минимально допустимое значение перепада давления на форсунках. Но все же полнота сгорания в условиях полета на больших высотах снижается, а пределы устойчивого горения (в особенности при работе на бедных смесях) существенно сужаются.

Увеличение скорости воздуха на входе в камеру сгорания, с одной стороны, приводит к увеличению степени турбулентности потока, т.е. положительно сказывается на ряде факторов, влияющих на полноту сгорания. А, с другой стороны, ведет к уменьшению времени пребывания смеси в зоне горения, что отрицательно сказывается на η_{Γ} . Оптимальной оказывается средняя по сечению камеры скорость движения смеси 40...60 м/с.

Рассмотрим далее особенности характеристик *форсажных* камер сгорания. Температура газа и его скорость на входе в форсажную камеру обычно мало изменяются при изменении условий полета. Поэтому основными факторами, влияющими на полноту сгорания топлива в форсажной камере, являются коэффициент избытка воздуха α_{Σ} и давление на входе в неё.

На рис. 9.10 приведена типичная зависимость коэффициента полноты сгорания в форсажной камере $\eta_{\Gamma, \Phi}$ от коэффициента избытка воздуха α_{Σ} . Здесь при значениях $\alpha_{\Sigma} \approx 1,15 \dots 1,2$, близких к расчетным, полнота сгорания снижена из-за наличия местных зон с $\alpha_{\Sigma} < 1$ и недостаточного объема камеры (см. выше). Мак-

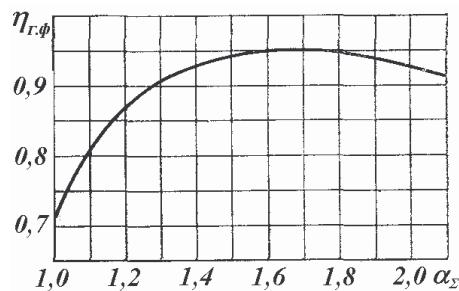


Рис. 9.10. Типичная характеристика форсажной камеры сгорания по составу смеси

симальная полнота сгорания достигается в данном случае при $\alpha_{\Sigma} \approx 1,7$. При более высоких значениях α_{Σ} полнота сгорания снижается, так как из-за неоднородности состава смеси в местных перебедненных зонах создаются смеси негорючего состава.

На рис. 9.11 показана типичная зависимость коэффициента полноты сгорания в форсажной камере от давления на входе в неё, которое обозначено здесь p_t^* . Качественно она имеет такой же характер, как и

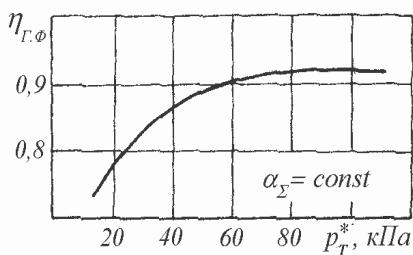


Рис. 9.11. Типичная характеристика форсажной камеры сгорания по давлению на входе в неё

пределов устойчивого горения по составу смеси ($\alpha_{\Sigma \min}$ и $\alpha_{\Sigma \max}$)

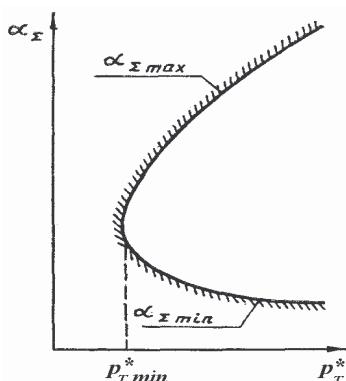


Рис. 9.12. Срывная характеристика форсажной камеры сгорания

для основных камер сгорания. И снижение $\eta_{\Gamma, \Phi}$ при давлении на входе менее $\approx 0,07 \dots 0,1$ МПа объясняется теми же причинами, что и снижение η_{Γ} при уменьшении давления на входе в основную камеру сгорания.

На рис. 9.12 показан примерный вид **срывной** характеристики форсажной камеры сгорания в виде зависимости

от давления на входе в камеру. Как видно, диапазон устойчивой работы форсажной камеры с уменьшением давления в ней резко снижается и при $p_t^* < p_{t, \min}^*$ устойчивое горение в ней вообще становится невозможным.

Все приведенные здесь примеры характеристик камер сгорания ГТД относятся к камерам, предназначенным для работы на керосине. При переходе к другим типам топлив (например, к криогенным) они могут существенно измениться.

9.7. ПУТИ СНИЖЕНИЯ ВЫБРОСА ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ ПРИ РАБОТЕ ГТД

Помимо продуктов полного сгорания керосина в воздухе (CO_2 и H_2O), в газах, выходящих из камер сгорания ГТД, содержится некоторое количество экологически вредных веществ, загрязняющих (после их выброса из двигателя) атмосферу. В основном, это угарный газ CO , недогоревшие углеводороды (которые принято обозначать общей формулой C_mH_n), окислы азота (обозначаемые общей формулой NO_x), а также твердые частицы (сажа и др.), образующие дым. Предельно допустимые нормы этих выбросов (ПДВ) за взлётно-посадочный цикл (запуск и опробование двигателей, руление, взлёт и набор высоты примерно в 1 км, заход на посадку и посадка) устанавливаются и всё более ужесточаются Международной организацией гражданской авиации (ИКАО). Заметим также, что, например, дымность газов, выходящих из двигателя, существенно увеличивает тепловую заметность летательного аппарата.

Для количественной оценки относительного уровня выброса тех или иных вредных веществ может использоваться так называемый индекс выделений (эмиссии) EI , равный количеству граммов данного вещества, образовавшегося на выходе из камеры при сгорании 1 кг керосина.

Исследования показали, что уровень выброса вредных веществ непосредственно связан с организацией рабочего процесса в камере сгорания и с режимами её работы. Так, например, образование продуктов неполного сгорания (CO , C_mH_n и сажи) происходит при возникновении местных зон переобогащения смеси, а образование окислов азота – при повышенных температурах в зоне горения, возникающих как при общем повышении температуры сгорания, так и при повышении температуры на входе в камеру (например, в двигателях с высокими значениями π_{K}^*).

На рис. 9.13 показан примерный характер изменения уровня образования этих веществ (в единицах EI) в основной камере сгорания (с обычной организацией процесса горения в ней) в зависимости от режима работы двигателя, характеризуемого относительной величиной его тяги. За единицу здесь принята тяга на максимальном режиме работы двигателя. Отметки "ном", "п.м.г" и "м.г" соответствуют номи-

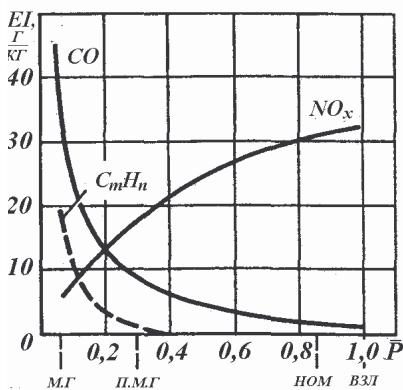


Рис. 9.13. Примерная зависимость выбросов CO, C_mH_n и NO_x от режима работы ТРДД

нальному режиму, полетному малому газу и земному малому газу. Образование CO и C_mH_n существенно увеличивается на пониженных режимах работы двигателя, где из-за снижения расхода топлива и перепада на форсунках ухудшается распыл, возникают местные зоны переобогащения, а некоторые капли вообще не сгорают, а только разлагаются. Образование NO_x, наоборот, уменьшается при снижении режима работы двигателя, когда уменьшаются T_g^* и T_k^* .

Основным путем снижения выброса продуктов неполного сгорания из камер сгорания ГТД является обеспечение качественного распыливания топлива и как можно более равномерного перемешивания образовавшихся паров топлива с воздухом на всех режимах работы камеры. Для этого применяются форсунки "с пневматическим распылом" (со вдувом сжатого воздуха в распыливаемую струю), устройства для предварительного подогрева топлива и другие конструктивные мероприятия. Для уменьшения интенсивности образования NO_x используются схемы, обеспечивающие снижение времени пребывания смеси в зонах горения путем сокращение их размеров. Это может быть достигнуто при применении камер сгорания с увеличенным количеством зон горения (и соответственно с уменьшением размера каждой из них). Такие камеры называются двухзонными или двухярусными. В них устанавливается несколько ярусов (например, два яруса) форсунок. Уменьшение осевых размеров зон горения ведет к снижения времени пребывания каждой порции продуктов сгорания в зоне высоких температур и соответственно к уменьшению количества окислов азота, которые успеют образоваться при этом, а последовательное выключением их из работы при снижении расхода топлива (что позволяет сохранить хорошее качество распыла на пониженных режимах работы двигателя или на больших высотах).

Для примера на рис. 9.14 приведена схема двухярусной камеры сгорания. Она имеет не одну, а две зоны горения – внутреннюю 1 и внешнюю 2. На пониженных режимах работает только внешний ярус, а на повышенных режимах – оба яруса. На рис. 9.15 показана эффективность применения такой камеры в отношении сокращения выбросов NO_x при различных значениях температуры на входе в камеру.

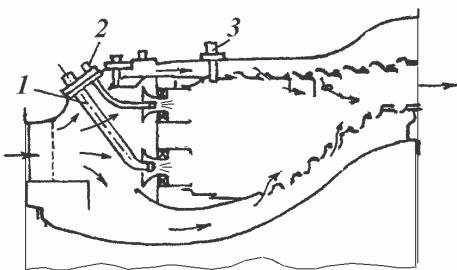


Рис. 9.14. Схема двухярусной камеры сгорания: 1, 2 – форсунки первого и второго ярусов; 3 – пусковой воспламенитель

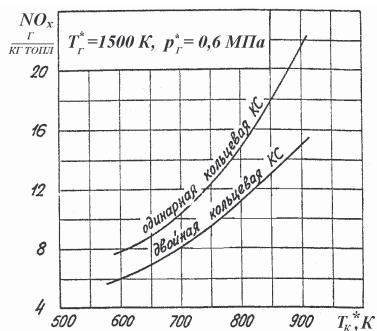


Рис. 9.15. Зависимость индекса выделения NO_x от T_k^* для камер сгорания двух разных схем

9.8. ПОТЕРИ ПОЛНОГО ДАВЛЕНИЯ В КАМЕРАХ СГОРАНИЯ ГТД

Потери полного давления в камерах сгорания вызываются их гидравлическим и тепловым сопротивлениями.

Гидравлическое сопротивление, обусловленное вязкостью воздуха и продуктов сгорания, складывается в основном из сопротивлений диффузора, фронтового устройства и сопротивления, возникающего при прохождении через обводные каналы и смешении струй первичного, вторичного и третичного воздуха (для основных камер сгорания).

Потери полного давления $\Delta p_{\text{гидр}}^*$, вызванные гидравлическим сопротивлением, обычно определяются экспериментальным путем и выражаются [по аналогии с формулой (9.2)] коэффициентом

$$\sigma_{\text{гидр}} = 1 - \frac{\Delta p_{\text{гидр}}^*}{p_{\text{вх}}}, \quad (9.8)$$

где $\Delta p_{\text{гидр}}^*$ – снижение полного давления, вызванное гидравлическим сопротивлением.

Для основных камер сгорания обычно $\sigma_{\text{гидр}} = 0,93 \dots 0,96$, для форсажных камер – $\sigma_{\text{гидр}} = 0,95 \dots 0,98$.

Тепловое сопротивление является следствием подвода теплоты к потоку газа и увеличивается с ростом скорости потока и степени его подогрева. Для выяснения его природы рассмотрим, например, изменение полного давления при подводе теплоты в изобарном процессе при отсутствии гидравлических сопротивлений (как в

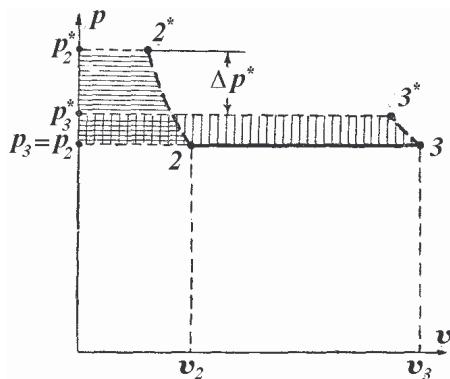


Рис. 9.16. К объяснению природы теплового сопротивления камер сгорания ГТД

идеальном цикле Брайтона), изображенном на рис. 9.16. Точка 2 отображает здесь состояние газа на входе в камеру сгорания (основную или форсажную), а точка 3 – на выход из неё.

Если давление газа остается постоянным, а гидравлических потерь нет (и подвода или отвода внешней работы в камере сгорания также нет), то в соответствии с обобщенным уравнением Бернулли (1.15)

скорость газа будет оставаться неизменной ($c_3 = c_2$). В соответствии с этим же уравнением для процессов адиабатного торможения потоков $2 - 2^*$ и $3 - 3^*$ будем иметь

$$\int_{p_2}^{p_2^*} v dp = \frac{c_2^2}{2} \quad \text{и} \quad \int_{p_3}^{p_3^*} v dp = \frac{c_3^2}{2}.$$

Следовательно, площадь, лежащая слева от адиабаты $2 - 2^*$ (см. рис. 9.16), эквивалентна $\frac{c_2^2}{2}$. Так как $c_3 = c_2$, то такой же должна быть и

площадь, лежащая слева от адиабаты $3 - 3^*$. Но в результате подвода теплоты удельный объем газа в точке 3 значительно превосходит его значение в точке 2. Следовательно, примерно во столько же раз разность давлений $p_3^* - p_3$ будет меньше, чем $p_2^* - p_2$. Таким образом, полное давление газа при подводе теплоты в изобарном процессе (без гидравлических потерь) падает. Этот эффект и называется **тепловым сопротивлением**.

Реально в камерах сгорания ГТД давление воздушно-газового потока не остается строго постоянным, а несколько изменяется (в основном, снижается). Но природа теплового сопротивления, вызванного подводом теплоты к потоку газа в канале, остается такой же.

Если потери полного давления, вызванные тепловым сопротивлением, равны $\Delta p_{\text{тепл}}^*$, то для их учета в расчетах используется коэффициент

$$\sigma_{\text{тепл}} = 1 - \frac{\Delta p_{\text{тепл}}^*}{p_{\text{вх}}^*}. \quad (9.9)$$

Числа Маха на входе в основные камеры сгорания малы. Поэтому потери полного давления в них из-за теплового сопротивления не превышают обычно двух-трех процентов, т.е. $\sigma_{\text{тепл}} = 0,97 \dots 0,98$. В форсажных камерах из-за более высоких значений чисел Маха на входе в камеру тепловое сопротивление может достигать 5...6% полного давления. В форсажных камерах двухконтурных ТРД из-за более высоких степеней подогрева (газы, выходящие из турбины, перед форсажной камерой смешиваются с воздухом, текущим по наружному контуру, что приводит к снижению температуры на входе в неё) потери полного давления из-за теплового сопротивления могут быть еще больше.

Общие потери полного давления в камерах сгорания ГТД определяются суммой потерь, вызванных гидравлическим и тепловым сопротивлениями. Тогда, поскольку $\Delta p_{\text{гидр}}^* / p_{\text{вх}}^*$ и $\Delta p_{\text{тепл}}^* / p_{\text{вх}}^*$ – малые величины, практически для камер сгорания ГТД

$$\sigma = \sigma_{\text{гидр}} \sigma_{\text{тепл}}. \quad (9.10)$$

9.9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА В КАМЕРАХ СГОРАНИЯ

Тепловой поток через стенки корпуса камеры сгорания пренебрежимо мал по сравнению с количеством теплоты, выделяемой в ней при сгорании топлива. Если бы в основной камере сгорания шел процесс подогрева газа неизменного состава, то потребное количество теплоты (в расчете на единицу массы газа) согласно уравнению энергии определялось бы формулой

$$Q = i_{\Gamma}^* - i_k^* = c_p (T_{\Gamma}^* - T_k^*),$$

где c_p – средняя теплоемкость газа в данном интервале температур.

Если при этом тепловыделение на 1 кг топлива составляет $\eta_{\Gamma} H_u$ кДж, то относительный расход топлива в основной камере сгорания определялся бы равенством

$$g_{\Gamma} = \frac{G_{\Gamma}}{G_{k.c.}} = \frac{c_p (T_{\Gamma}^* - T_k^*)}{\eta_{\Gamma} H_u}, \quad (9.11)$$

где G_{Γ} – секундный расход топлива и $G_{k.c.}$ – расход воздуха через камеру сгорания.

В действительности процесс горения сопровождается изменением как количества, так и химического состава газа, что делает задачу определения потребного расхода топлива более сложной. Но расход топлива и в этом случае может быть определен по формуле, аналогичной (9.11), если представить её в виде

$$g_{\Gamma} = \frac{G_{\Gamma}}{G_{k.c.}} = \frac{c_{\Pi} (T_{\Gamma}^* - T_k^*)}{\eta_{\Gamma} H_u}, \quad (9.12)$$

где c_{Π} – условная теплоемкость процесса подвода теплоты в реальной камере сгорания, которая должна быть определена по точным расчетам с учетом состава продуктов сгорания, зависимости теплоемкости воздуха и продуктов сгорания от температуры и условий проведения опытов по определению теплотворности топлива. Результаты таких расчетов для случая, когда топливом является авиационный керосин и $\alpha \geq 1$, представлены на рис. 9.17.

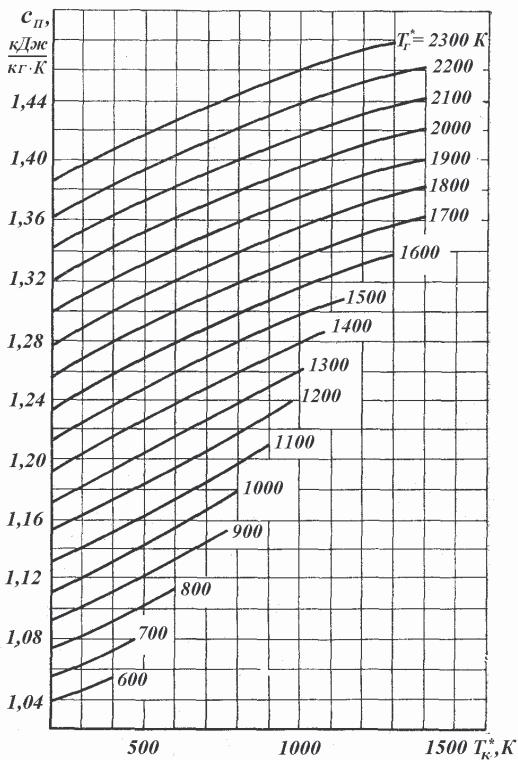


Рис. 9.17. Условная теплоемкость процесса подвода теплоты в камере сгорания ГТД.
Топливо – керосин

Они получены при условии, что значения c_n соответствуют полному сгоранию топлива, т.е. все поправки на неполноту сгорания учитываются коэффициентом η_Γ . Данные рис. 9.17 могут быть с достаточной для инженерных расчетов точностью аппроксимированы формулой

$$c_n = 0,883 + 2,09 \cdot 10^{-4} (T_\Gamma^* + 0,46 T_k^*), \text{ кДж/(кг·К).} \quad (9.13)$$

Значение этой условной теплоемкости процесса подвода теплоты в камере сгорания зависит от применяемого топлива. Так, например, при сжигании в воздухе водорода (несжиженного)

$$c_n = 0,775 + 3,35 \cdot 10^{-4} (T_\Gamma^* + 0,25 T_k^*), \text{ кДж/(кг·К).}$$

Аналогично может быть определен расход топлива и в двигателях в форсажной камере сгорания (ТРДФ и ТРДДФсм). Задача определения расхода топлива непосредственно для форсажной камеры усложняется тем, что энталпия поступающих в неё газов зависит не только от температуры на входе в форсажную камеру, но и от их химического состава газов, связанного с процессом, протекающим в основной камере сгорания. Но если рассматривать ТРДФ или ТРДДФсм в целом, то (при отсутствии отбора воздуха и мощности от двигателя) согласно уравнению сохранения энергии суммарное количество теплоты, подведенное к единице массы воздуха в основной и форсажной камерах сгорания (без учета массовой доли топлива и зависимости теплоемкости от состава газа) было бы равно

$$Q_{\Sigma} = i_{\phi}^{*} - i_{\text{в}}^{*} = c_p (T_{\phi}^{*} - T_{\text{в}}^{*}).$$

Тогда с учетом изменения количества, химического состава и температуры продуктов сгорания общий расход топлива в двигателе G_{Σ} , равный сумме расходов топлива $G_{\text{т}}$ в основной и $G_{\text{т.ф}}$ в форсажной камерах сгорания, может быть определен с помощью формулы, аналогичной формуле (9.12):

$$g_{\Sigma} = \frac{G_{\Sigma}}{G_{\text{в}} - G_{\text{отб}}} = \frac{c_{\Sigma} (T_{\phi}^{*} - T_{\text{в}}^{*})}{\eta_{\Sigma} H_u}, \quad (9.14)$$

где $G_{\text{в}}$ – расход воздуха на входе в двигатель, $G_{\text{отб}}$ – расход воздуха, отбираемого на самолетные нужды, а η_{Σ} – общий коэффициент полноты сгорания в двигателе. Отбор мощности от ТРДФ или ТРДДФсм на привод агрегатов и другие цели практически составляют малые доли процента мощности турбины и поэтому может не учитываться.

Значение c_{Σ} при сжигании в основной и форсажной камерах керосина может быть также определено по рис. 9.17 или по формуле (9.13), если при этом в качестве начальной температуры воздуха вместо $T_{\text{к}}^{*}$ взять $T_{\text{в}}^{*}$, а в качестве конечной температуры газов – $-T_{\phi}^{*}$. При этом значение η_{Σ} связано со значениями $\eta_{\text{т}}$ и $\eta_{\text{т.ф}}$ уравнением

$$G_{\text{т}\Sigma} H_u \eta_{\text{т}\Sigma} = G_{\text{т}} H_u \eta_{\text{т}} + G_{\text{т.ф}} H_u \eta_{\text{т.ф}}, \quad (9.15)$$

решение которого может быть получено (например, методом итераций) при известном $G_{\text{т}}$ с учетом того, что $G_{\text{т.ф}} = G_{\text{т}\Sigma} - G_{\text{т}}$.

9.10. РОЖИГ КАМЕР СГОРАНИЯ

Запуск ГТД в условиях, когда воздух на входе в основную камеру сгорания двигателя имеет низкое давление и низкую температуру, в особенности в зимний период, требует принятия специальных мер для надежного воспламенения топливо-воздушной смеси в камере. Обычно для этой цели на камерах сгорания устанавливаются не просто запальные электрические свечи, а специальные пусковые воспламенители. Одна из возможных схем таких воспламенителей показана на рис. 9.18. Воспламенитель представляет собой миниатюрную ($50 \dots 100 \text{ см}^3$) камеру сгорания, в которую через форсунку 1 подается топливо, а воздух поступает из пространства между жаровой трубой 4 и корпусом камеры сгорания 3. При запуске образовавшаяся здесь богатая смесь воспламеняется с помощью электрической свечи 2. Воспламенитель располагается на камере сгорания так, что образовавшийся факел пламени направляется на границу зоны обратных токов и поджигает имеющуюся там свежую смесь. Для надежности запуска на двигателе устанавливаются несколько воспламенителей (пусковых блоков).

Если камера сгорания имеет несколько жаровых труб, а пусковые воспламенители установлены не на всех трубах, то между жаровыми трубами в районе расположения зон обратных токов устанавливаются пламяперебрасывающие патрубки. Для улучшения передачи пламени они должны быть возможно большего диаметра. Наилучшие условия для переброски пламени имеются в кольцевых камерах сгорания.

Иногда приходится запускать двигатель в воздухе. Понижение давления и температуры воздуха, поступающего в камеру сгорания, резко сужает пределы воспламенения топлива по составу смеси. Поэтому для обеспечения надежного запуска двигателя на больших вы-

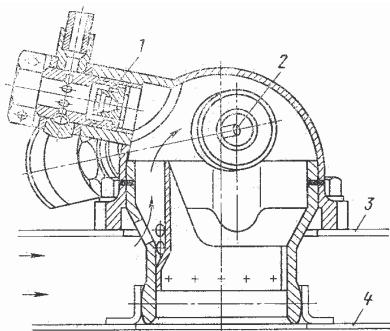


Рис. 9.18. Пусковой воспламенитель основной камеры сгорания

сотах требуется значительно более точная, чем на земле, дозировка подачи топлива при запуске, как в пусковые воспламенители, так и в основную камеру сгорания. Подпитка пусковых воспламенителей сжатым воздухом или особенно кислородом существенно расширяет пределы воспламенения смеси, повышает мощность пускового факела и поэтому является эффективным средством увеличения максимальной высоты надежного запуска двигателя в полете.

И всё же возможности запуска двигателя в полёте оказываются ограниченными и притом тем в большей мере, чем больше высота полёта. На рис. 9.19 приведены примерные кривые изменения пределов воспламенения топливо-воздушной смеси в основной камере сгорания ГТД (α_{min} и α_{max}) при изменении скорости (числа M) и высоты полёта. Как и следовало ожидать, чем больше высота полёта, тем уже эти пределы. Следует отметить также, что с увеличением скорости полета эти пределы вначале расширяются благодаря увеличению p_k^* и T_k^* , но при повышении скорости полёта растет и скорость потока на входе в неработающую камеру, в результате чего

возникшее пламя уносится потоком и надежное воспламенение становится невозможным.

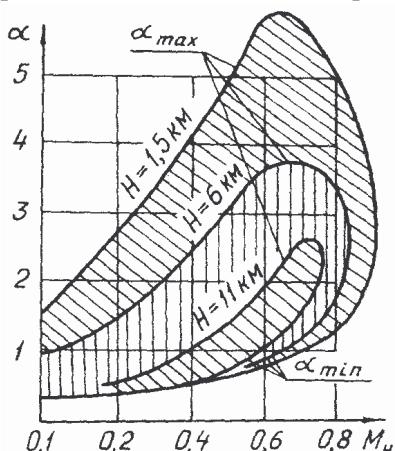


Рис. 9.19. Пределы воспламенения топлива в основной камере сгорания на различных высотах

При розжиге форсажной камеры температура горючей смеси уже высока, что облегчает её воспламенение. Но в то же время большая скорость газового потока в камере затрудняет эту задачу. Поэтому в форсажных камерах применяются мощные источники воспламенения, например небольшие камеры, питаемой чистым воздухом от компрессора и снабженной электрической свечой повышенной мощности. На некоторых ТРДФ и ТРДДФ воспламенение топлива в форсажной камере достигается путем впрыска

порции топлива в зону горения основной камеры сгорания с таким расчетом, чтобы в результате воспламенения и сноса горящих капель газовым потоком образовалась "огненная дорожка", проникающая через турбину и поджигающая горючую смесь в форсажной камере.

Г л а в а 10

КАМЕРЫ СМЕШЕНИЯ ГТД

10.1. НАЗНАЧЕНИЕ КАМЕР СМЕШЕНИЯ И ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К НИМ

Камеры смешения применяются в двухконтурных турбореактивных двигателях. Особенностью любого двухконтурного двигателя является разделение потока воздуха, поступающего в двигатель, на две части.

Часть воздуха, поступающая во *внутренний контур*, после сжатия её в компрессоре (обычно в двух его каскадах – КНД и КВД), участвует затем в процессе горения топлива и при последующем расширении продуктов сгорания в турбине (обычно в двух её каскадах – в ТВД и в ТНД) за счет уменьшения их полной энталпии обеспечивает получение работы (и мощности), необходимой для вращения компрессора (КНД и КВД).

Другая часть воздуха после КНД поступает в *наружный контур* и обтекает камеру сгорания и каскады турбины, расположенные во внутреннем контуре, снаружи.

Отношение расхода воздуха через наружный контур $G_{\text{вII}}$ к расходу через внутренний контур $G_{\text{вI}}$ называется *степенью двухконтурности* двигателя

$$m = \frac{G_{\text{вII}}}{G_{\text{вI}}}. \quad (10.1)$$

У двигателей с большой степенью двухконтурности ($m = 3\dots 4$ и более) обычно воздух, текущий через наружный контур, и газы, выходящие из турбины (расположенной во внутреннем контуре), истекают из двигателя раздельно – каждый через свое сопло. Для обозначения таких двигателей используется аббревиатура ТРДД.

У двигателей с умеренной ($m \leq 1\dots2$) или тем более малой ($m \leq 0,5\dots0,7$) степенью двухконтурности потоки газа, выходящего из турбины, и воздуха, проходящего через наружный контур, обычно перемешиваются за турбиной в специальной камере, называемой **камерой смешения**, и истекают далее из двигателя через общее сопло. Таким двигателям, *со смешением потоков внутреннего и наружного контуров*, присвоена аббревиатура ТРДДсм.

В настоящее время и у двухконтурных двигателей с большой степенью двухконтурности, применяемых на дозвуковых самолетах также в ряде случаев устанавливаются камеры смешения, так как это позволяет несколько улучшить их экономичность и, кроме того, приводит к снижению шума двигателя.

В процессе выравнивания поля температур и скоростей происходит энергообмен между смешивающимися потоками: часть энергии от газового потока внутреннего контура, имеющего более высокую температуру, передается воздуху наружного контура. Оказывается (см. ниже) при этом тяга двигателя может быть в принципе на несколько процентов больше, а удельный расход топлива соответственно на несколько процентов меньше, чем при истечении воздуха и газа с такими же параметрами через раздельные сопла. Но для этого перемешивание ("смешение") этих потоков перед соплом должно быть достаточно полным. Поэтому **назначением камер смешения** в ТРДДсм является обеспечение достаточно полного смешения потока воздуха из наружного контура с газовым потоком, вытекающим из турбины.

Однако указанный положительный эффект от смешения потоков в ТРДДсм может наступить только при незначительном уровне гидравлических потерь, сопровождающих процесс смешения, а для полного перемешивания потоков, если не принимать специальных мероприятий, обычно требуется камера смешения, длина которой значительно превышает её диаметр. Поэтому **основными требованиями к камерам смешения** являются высокая полнота смешения при незначительных потерях полного давления и минимальных габаритных размерах.

В двухконтурных двигателях с форсажом (ТРДДФсм) камера смешения выполняет еще и другую важную роль – она в сочетании с топливосмесительными элементами и стабилизаторами пламени обеспечивает получение достаточно однородной горючей смеси и достаточно равномерного поля температур (чего не было бы без смешения потоков), необходимых для надежного воспламенения и устойчивого горения топлива на форсажных режимах работы двигателя.

10.2. СХЕМЫ КАМЕР СМЕШЕНИЯ И КАРТИНА ТЕЧЕНИЯ В НИХ

Камеры смешения отличаются большим разнообразием схем. Наиболее простой является схема камеры смешения, представленная на рис.10.1, *а*. Она имеет форму, близкую к цилиндрической, а потоки на выходе из обоих контуров разделены перед входом в камеру смешения цилиндрической обечайкой. Такие камеры смешения отличаются простотой конструкции и малой массой, но они не обеспечивают полного перемешивания потоков при приемлемой длине.

Для улучшения перемешивания потоков и сокращения длины камеры смешения применяются специальные смесители потоков.

На рис.10.1, *б* и 10.1, *в* показаны схемы двух вариантов камер смешения с такими смесителями. В первом из них воздух наружного контура подводится в камеру смешения отдельными наклоненными к оси струями через специальные патрубки. Во втором случае разделитель потока выполнен в виде обечайки лепесткового типа, отклоняющей внешний поток к оси двигателя, а внутренний – к периферии. (Принципиального различия между этими двумя вариантами нет).

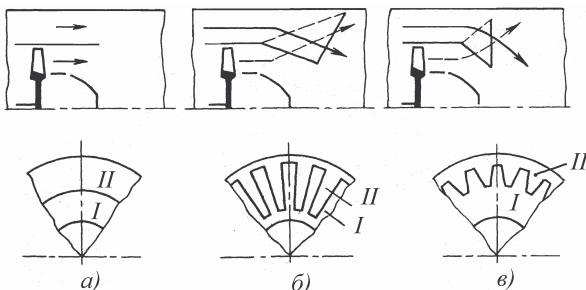


Рис.10.1. Схемы камер смешения

Более быстрое перемешивание потоков внутреннего и наружного контуров обеспечивается в таких камерах за счет существенного увеличения поверхности их соприкосновения и за счет наличия у каждой струи в такой камере радиальной составляющей скорости. Такие камеры смешения обеспечивают более полное смешение потоков при данных габаритах, но имеют и более высокие гидравлические потери вследствие увеличения площадей разделяющих потоки поверхностей и поверхности контакта двух смешиваемых потоков.

Картина течения в цилиндрической камере смешения показана на рис. 10.2. Сечения на входе в камеру обозначены здесь $I-I$ и $II-II$, а на выходе $см-см$. Сразу после разделителя вследствие явлений диффузии и турбулентности начинается перемешивание потоков и возникает **слой смешения**. В некотором граничном для этого процесса сечении $gr-gr$ слой смешения охватывает все поперечное сечение камеры, но параметры потока по сечению еще неравномерны. Полное перемешивание потоков и выравнивание их параметров достигается в сечении $см-см$.

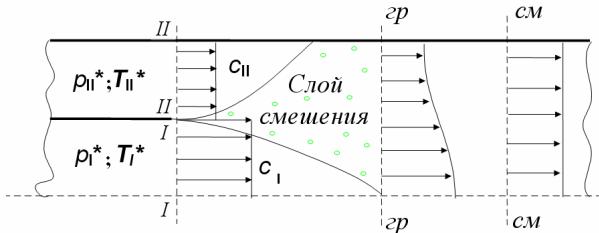


Рис. 10.2. Картина течения в цилиндрической камере смешения (расчетная схема)

Отметим, что в камерах смешения реальных двигателей полное смешение потоков не реализуется, так как для полного выравнивания потоков потребовалось бы иметь камеру смешения с длиной, в несколько раз большей её диаметра. В реально выполненных конструкциях длина камер смешения не превосходит и одного её диаметра из-за необходимости снижения массы и габаритов двигателей.

10.3. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА ЗА КАМЕРОЙ СМЕШЕНИЯ

Расчет течения в камерах смешения реальных форм представляет большую сложность. Поэтому прибегают к схематизации. Камеру смешения принимают цилиндрической с осевым направлением скоростей на входе и на выходе, как показано на рис. 10.2. Рассмотрим течение в такой камере, полагая, что теплообмен между потоком газа и окружающей стенки камеры средой отсутствует.

Обозначим площади контрольных сечений $I-I$ и $II-II$ на входе в цилиндрическую камеру смешения через F_I и F_{II} , площадь сечения $см-см$ на выходе из нее – через $F_{см}$, причем $F_{см} = F_I + F_{II}$.

Параметры потока на входе в камеру по внутреннему контуру

обозначим так: T_I, p_I, c_I (или λ_I), а по наружному контуру – T_{II}, p_{II}, c_{II} (или λ_{II}). Параметры потока в выходном сечении обозначим T_{cm}, p_{cm}, c_{cm} (или λ_{cm}). Расходы воздуха и газа – G_I и G_{II} .

В ТРДДсм скорости потоков воздуха на входе в камеру смешения дозвуковые. В этом случае, как установлено экспериментально, статические давления обоих потоков на входе в камеру одинаковы, т.е. $p_I = p_{II}$.

Расчет параметров потока на выходе из камеры смешения (в сечении cm – cm) при допущении о полном перемешивании потока к этому сечению производится с использованием трех уравнений:

– уравнения неразрывности

$$G_{cm} = G_I + G_{II}; \quad (10.2)$$

– уравнения сохранения энергии газового потока

$$G_{cm} i_{cm}^* = G_I i_I^* + G_{II} i_{II}^*; \quad (10.3)$$

– уравнения, выражающего теорему Эйлера о количестве движения

$$p_I F_I + p_{II} F_{II} - p_{cm} F_{cm} - X_{tr} = G_{cm} c_{cm} - (G_I c_I + G_{II} c_{II}). \quad (10.4)$$

В уравнении (10.4) слева указаны все силы, действующие на выделенный сечениями I – I , II – II и cm – cm объем газа, а справа – секундное изменение количества движения газа при прохождении им этого объема. Величина X_{tr} – это равнодействующая сила трения воздуха о стенки камеры.

Используя связь энталпии с температурой и заменяя температуры, давления и расходы через связанные с ними газодинамические функции, эту систему уравнений можно решить и определить тем самым связь параметров потока на выходе из камеры смешения с параметрами потоков газа и воздуха на входе в неё. Отмети при этом, что параметры на выходе из камеры смешения при данных значениях параметров потоков воздуха и газа на входе в неё существенно зависят от соотношения площадей $\bar{F}_{II} = F_{II} / F_I$.

Основным параметром, оценивающим газодинамическое совершенство камеры смешения, является коэффициент восстановления полного давления σ_{cm} , который определяется как отношение осредненных величин полных давлений на выходе из камеры смешения и входе в нее, т.е. $\sigma_{cm} = p_{\text{вых.ср}}^ / p_{\text{вх.ср}}^*$. При полном перемешивании*

потоков величина $p_{\text{вых.ср}}^* = p_{\text{см}}^*$ и тогда

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{p_{\text{см}}^*}{p_{\text{вых.ср}}^*}. \quad (10.5)$$

Давление $p_{\text{вых.ср}}^*$ определяется путем осреднения величин давлений p_I^* и p_{II}^* . Если осреднение осуществляется по площадям, то

$$p_{\text{вых.ср}}^* = \frac{p_I^* F_I + p_{II}^* F_{II}}{F_I + F_{II}} \quad (10.6)$$

и тогда величина $p_{\text{см}}^*$ определяется как осредненное по площади значение давлений p_I^* и p_{II}^* на входе в камеру смешения, умноженное на $\sigma_{\text{см}}$, т.е.

$$p_{\text{см}}^* = \frac{p_I^* F_I + p_{II}^* F_{II}}{F_I + F_{II}} \sigma_{\text{см}} = \frac{p_I^* + p_{II}^* \bar{F}_{II}}{1 + \bar{F}_{II}} \sigma_{\text{см}}. \quad (10.7)$$

Величина $\sigma_{\text{см}}$ на практике для реальных камер сложных геометрических форм камер определяется, как правило, экспериментальным путем.

Температуру $T_{\text{см}}^*$ можно определить с использованием уравнения сохранения энергии (10.3), согласно которому с учетом формулы (10.1)

$$(1+m) c_{p\text{см}} T_{\text{см}}^* = c_{pI} T_I^* + m c_{pII} T_{II}^*.$$

Принимая приближенно теплоемкости всех потоков одинаковыми, получим

$$T_{\text{см}}^* = \frac{T_I^* + m T_{II}^*}{1+m}. \quad (10.8)$$

При расчетах камер смешения в ряде случаев оказывается удобным использовать так называемую *приведенную степень двухконтурности*, равную

$$m_{\text{пр}} = \frac{G_{II}}{G_I} \sqrt{\frac{T_{II}^*}{T_I^*}} = m \sqrt{\frac{T_{II}^*}{T_I^*}}. \quad (10.9)$$

Этот безразмерный параметр учитывает, кроме отношения массовых расходов смешируемых потоков, еще и различие их полных температур.

Отношение площадей \bar{F}_{II} на расчетном режиме работы двигателя определяется из условия $m = G_{II}/G_I$ с использованием формулы расхода (1.4) для сечений I—I и II—II на входе в камеру смешения.

Тогда

$$\bar{F}_{\text{II}} = \frac{F_{\text{II}}}{F_{\text{I}}} = m \sqrt{\frac{T_{\text{II}}^*}{T_{\text{I}}^*}} \frac{p_{\text{I}}^* q(\lambda_{\text{I}})}{p_{\text{II}}^* q(\lambda_{\text{II}})}. \quad (10.10)$$

Расчеты показывают, что, если за камерой смешения установить сопло, то при малых потерях и полном смешении импульс (количество движения) струи газа, вытекающей из этого сопла, будет на несколько процентов больше, чем была бы сумма импульсов струй газа и воздуха, истекающих из раздельно установленных для каждого контура сопел. Таким образом, установка камеры смешения в принципе позволяет получить выигрыш в выходном импульсе струи газа, вытекающей из ТРДДсм, по сравнению с суммарным импульсом струй, вытекающих из ТРДД без смешения потоков внутреннего и наружного контуров, имеющих такие же значения полных давлений и температур, как и на входе в камеру смешения. Выигрыш в выходном импульсе дает соответственно выигрыш в тяге и выигрыш в экономичности двигателя.

На рис. 10.3 приведены результаты расчетов возможного выигрыша в экономичности ТРДД (снижения удельного расхода топлива $C_{\text{уд}}$) в условиях старта (т. е. при $V = 0$) в зависимости от значений $\sigma_{\text{см}}$ и степени двухконтурности m при использовании камеры смешения (при отношении температур $T_{\text{II}}^*/T_{\text{I}}^* \approx 0,5$). Как видно, наибольший выигрыш может быть получен при степени двухконтурности $m = 2 \dots 4$, причем в указанных выше условиях (когда $\sigma_{\text{см}} = 1$) он может достигать (при $V = 0$) примерно 5%. С ростом скорости полета выигрыш может

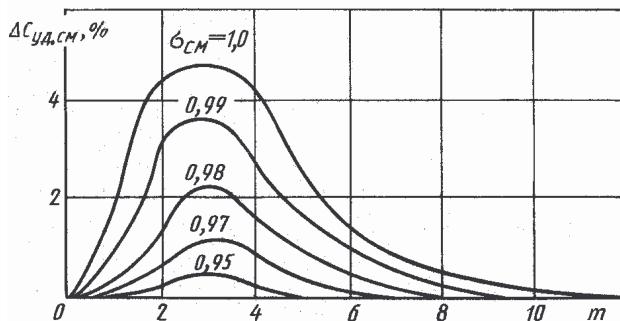


Рис. 10.3 Относительный выигрыш в экономичности ТРДД при установке камеры смешения (при $V = 0$)

быть более значительным, как это следует из формулы Б.С. Стечкина (2.11) для тяги реактивного двигателя.

Однако обеспечить полное смешение потоков трудно (для этого требуется камера смешения значительной длины) и нельзя исключить вязкостное трение на стенках. Поэтому в инженерных расчетах при использовании формулы (10.10) коэффициент σ_{cm} определяется на основании экспериментальных данных по камерам смешения того или иного типа, учитывающим как наличие потерь в таких камерах, так и влияние неоднородности потока на выходе из камеры на импульс струи, вытекающей из установленного за ней сопла. Как видно из рис. 10.3, уже при $\sigma_{cm} \approx 0,95$ выигрыш в удельном расходе топлива при постановке камеры смешения практически исчезает.

10.4. ХАРАКТЕРИСТИКИ КАМЕР СМЕШЕНИЯ

Характеристикой камеры смешения ГТД будем называть зависимости коэффициента восстановления полного давления σ_{cm} и приведенной степени двухконтурности $m\sqrt{T_{II}^/T_I^*}$ от чисел λ_I и λ_{II} , задающих режим работы камеры смешения.* Такие характеристики сохраняются неизменными для различных геометрически подобных камер смешения и поэтому их можно назвать *критериальными*. Строго говоря, характеристики конкретной камеры смешения зависят от отношения температур T_{II}^*/T_I^* , но эта зависимость весьма слабая и поэтому обычно не учитывается.

Характеристика камеры смешения может представляться также в виде зависимости σ_{cm} и m_{np} от чисел λ_I (или λ_{II}) и λ_{cm} .

Пример характеристик приведен на рис. 10.4. Здесь по оси абсцисс отложена приведенная скорость λ_I , а по оси ординат – σ_{cm} и приведенная степень двухконтурности $m_{np} = m\sqrt{T_{II}^*/T_I^*}$. В поле характеристики нанесены линии постоянных значений λ_{II} , λ_{cm} и $\bar{p}_{II}^* = p_{II}^*/p_I^*$. Сверху поле значений m_{np} ограничено линией $\lambda_{II} = 1,0$. Возможны и такие режимы, когда $\lambda_{II} > 1,0$, но они нежелательны из-за больших потерь.

Как видно из рис. 10.4, при $\lambda_{II} = \text{const}$ уменьшение λ_I приводит к увеличению $m_{\text{пр}}$. Это объясняется тем, что при снижении λ_I уменьшается расход воздуха через внутренний контур, что вызывает возрастание степени двухконтурности. При фиксированном значении λ_I и увеличении λ_{II} параметр двухконтурности, как видно, также повышается. Это объясняется возрастанием расхода воздуха через наружный контур.

Указанная взаимосвязь $m_{\text{пр}}$ с λ_I и λ_{II} может быть получена в аналитическом виде, если воспользоваться соотношением

$$m \sqrt{\frac{T_{II}^*}{T_I^*}} = \frac{G_{II}}{G_I} \sqrt{\frac{T_{II}^*}{T_I^*}} = \frac{m_{II} p_{II}^* / \sqrt{T_{II}^*} F_{II} q(\lambda_{II})}{m_I p_I^* / \sqrt{T_I^*} F_I q(\lambda_I)} \sqrt{\frac{T_{II}^*}{T_I^*}}.$$

С учетом того, что $p^* = p \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{\frac{k}{k-1}}$, причем статические давления равны ($p_I = p_{II}$), получим

$$m_{\text{пр}} = \text{const} \frac{\left(1 + \frac{k-1}{2} M_{II}^2\right)^{\frac{k}{k-1}} q(\lambda_{II})}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M_I^2\right)^{\frac{k}{k-1}} q(\lambda_I)}. \quad (10.11)$$

Отсюда видно, что при $\lambda_{II} = \text{const}$ с уменьшением λ_I параметр двухконтурности $m_{\text{пр}}$ возрастает, так как снижаются величины M_I и $q(\lambda_I)$, входящие в знаменатель выражения (10.11). При $\lambda_I = \text{const}$ с ростом λ_{II} , как видно, величина $m_{\text{пр}}$ увеличивается, так как возрастает числитель в формуле (10.11).

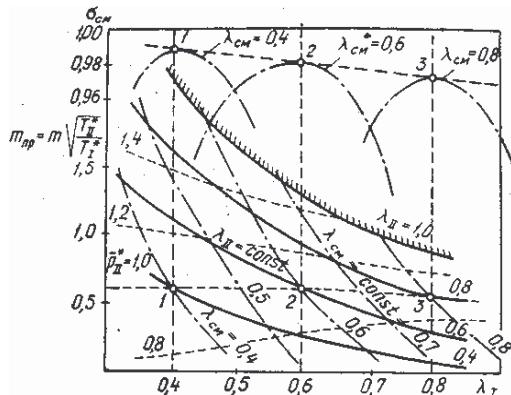


Рис. 10.4. Характеристика цилиндрической камеры смешения при $\bar{F}_{II} = \text{const}$.

Наименьшие гидравлические потери при смешении двух потоков получаются тогда, когда равны скорости их движения на входе в камеру смешения ($c_I = c_{II}$), что примерно соответствует условию $\lambda_I = \lambda_{II}$. При равенстве статических давлений ($p_I = p_{II}$) это равносильно условию $\bar{p}_{II}^* = 1,0$. Изменение коэффициента восстановления полного давления σ_{cm} в зависимости от λ_I вдоль линий $\lambda_{cm} = \text{const}$ показано на рис. 10.4 вверху штрихпунктирными линиями. В точках 1, 2 и 3, где $\lambda_I \approx \lambda_{II}$, потери на смешение потоков практически отсутствуют, и величина σ_{cm} определяется только наличием потерь на трение о стенки камеры смешения, возрастающих с ростом λ_I .

При отклонении влево или вправо от каждой из указанных точек вдоль линии $\lambda_{cm} = \text{const}$ условие $\lambda_I = \lambda_{II}$ нарушается и к потерям трения о стенки добавляются потери от смешения потоков.

Физическая сущность гидравлических потерь на смешение потоков, оцениваемых коэффициентом σ_{cm} (в сумме с потерями на трение о стенки), состоит в затрате части кинетической энергии смещающихся струй газа на образование в пограничной между ними области интенсивного вихревого движения, если их скорости существенно различаются.

10.5. РЕГУЛИРОВАНИЕ КАМЕР СМЕШЕНИЯ

В двухконтурных турбореактивных двигателях с развитым управлением, имеющих большое число регулируемых элементов проточной части, в качестве одного из них может использоваться регулирование камеры смешения. Такое регулирование осуществляется перемещением створок разделительной перегородки, в результате чего изменяется отношение площадей $\bar{F}_{II} = F_{II} / F_I$.

Регулированием створок камеры смешения можно воздействовать на положение рабочей точки в поле характеристики вентилятора ТРДДсм и оказывать дросселирующее воздействие на ТНД за счет изменения противодавления за турбиной. Эти управляющие воздействия сложным образом взаимосвязаны через многие параметры двигателя, но отклонение значения \bar{F}_{II} от расчетного значения при регулировании камеры смешения, не изменяя внешнего вида характеристик камер

смещения, несколько изменяет расположение линий постоянных значений λ_{Π} , $\lambda_{\text{см}}$ и \bar{p}_{Π}^* и соответственно $\sigma_{\text{см}}$ и $m_{\text{пр}}$.

На рис. 10.5 и рис. 10.6 показано влияние на характеристики камеры смешения регулирования \bar{F}_{II} . На рис. 10.5 показаны зависимости σ_{cm} от λ_I и λ_{II} при смешении потоков в цилиндрической камере смешения при различных \bar{F}_{II} при полном смешении потоков и отсутствии гидравлических потерь. Поэтому при $\lambda_I = \lambda_{\text{II}}$ в данном случае $\sigma_{\text{cm}} = 1.0$. По этому графику можно оценивать потери кинетической энергии при смешении потоков при $\lambda_I \neq \lambda_{\text{II}}$. Как видно, уровень потерь повышается с ростом значений λ_I и λ_{II} и с уменьшением \bar{F}_{II} . На рис. 10.6 показано качественное влияние изменения \bar{F}_{II} на значения σ_{cm} и m . Как следует из рис. 10.6, при снижении \bar{F}_{II} ($\bar{F}_{\text{II}} < \bar{F}_{\text{II,расч}}$), т.е. при уменьшении относительной площади наружного контура (что соответствует раскрытию регулируемых створок камеры смешения), граница запирания наружного контура ($\lambda_{\text{II}} = 1$), а также линии $\bar{p}_{\text{II}}^* = \text{const}$ и $\lambda_{\text{II}} = \text{const}$ смещаются в сторону пониженных значений приведенной степени двухконтурности.

Рис. 10.5. Влияние на характеристику камеры смешения изменения \bar{F}_{II}

Рис. 10.6. Влияние на характеристики камеры смешения регулирования \bar{F}_{II} :

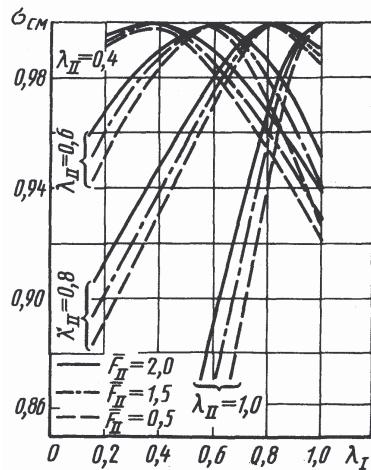


Рис. 10.5. Влияние на характеристику камеры смешения изменения \bar{F}_{II}

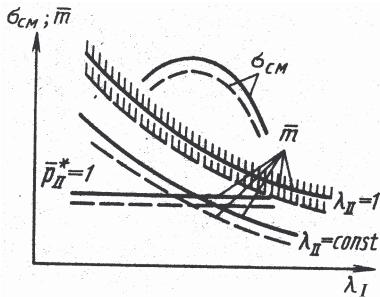


Рис. 10.6. Влияние на характеристики камеры смешения регулирования \bar{F}_{II} :

Г л а в а 11

ВХОДНЫЕ УСТРОЙСТВА АВИАЦИОННЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК

Входные устройства ГТД предназначаются для забора воздуха из окружающей атмосферы, подвода его к двигателю и осуществления процесса сжатия этого воздуха от скоростного напора с малыми потерями полного давления.

Основным элементом входного устройства (ВУ) является *воздухозаборник (ВЗ)* – устройство, в котором осуществляется забор воздуха и его сжатие от скоростного напора. Кроме того, к составным элементам ВУ обычно относят: каналы подвода воздуха к двигателю; створки перепуска и подпитки воздуха; системы управления пограничным слоем; средства регулирования; защитные устройства от попадания посторонних предметов (если они имеются) и пр. В литературе аббревиатуры ВУ и ВЗ часто применяются как равнозначные.

У дозвуковых ЛА сжатие воздуха от скоростного напора является не очень значительным (или может совсем отсутствовать) и ВУ осуществляет в основном только функции забора и подвода воздуха к двигателю в нужном количестве с малыми потерями. По мере увеличения скорости полета величина степени повышения давления воздуха в ВУ $\pi_{\text{вх}}$ интенсивно возрастает. В связи с этим увеличивается доля повышения давления воздуха, создаваемого ВУ $\pi_{\text{вх}} = p_{\text{в}}^* / p_H$, по сравнению с общей степенью повышения давления воздуха в двигателе $\pi = \pi_{\text{вх}} \pi_{\text{к}}^* = p_{\text{к}}^* / p_H$. При $M_H > 3,0 \dots 3,5$ значения $\pi_{\text{вх}}$ становятся уже больше оптимальной степени повышения давления в цикле. Это означает, что при больших сверхзвуковых скоростях полета потребное повышение давления в цикле может быть обеспечено только за счет сжатия воздуха от скоростного напора без его сжатия в компрессоре. Вместе с этим с ростом M_H увеличиваются потери в процессе сжатия воздуха и ужесточаются требования к эффективности рабочего процесса ВУ.

11.1. ТИПЫ ПРИМЕНЯЕМЫХ ВХОДНЫХ УСТРОЙСТВ И ИХ КЛАССИФИКАЦИЯ

Применяемые ВУ отличаются большим разнообразием типов и конструктивных форм. Самолетные ВУ подразделяют на *дозвуковые*, *трансзвуковые* и *сверхзвуковые* в соответствии со значениями максимальных скоростей полета самолетов, на которых они устанавливаются. Диапазоны скоростей полета самолета и требования к его маневренным свойствам, наряду с применяемым типом двигателя, оказывают наибольшее влияние на облик ВУ.

Дозвуковые ВУ применяются на военно-транспортных самолетах и самолетах гражданской авиации, которые имеют числа M крейсерского полета, не превышающие 0,8...0,9, а также на вертолетах. В силовых установках этих ЛА сжатие воздуха осуществляется в основном компрессором, а повышение давления от скоростного напора невелико. Этим обусловлена относительная простота конструкции таких ВУ. Их выполняют нерегулируемыми.

Трансзвуковые ВУ используются на боевых самолетах, имеющих большие дозвуковые (крейсерские) и относительно небольшие сверхзвуковые (максимальные) скорости полета. Повышение давления от скоростного напора в их ВУ является более значительным, но определяющими становятся требования обеспечения многорежимности и маневренности ЛА. ВУ этих самолетов также обычно выполняются нерегулируемыми.

Сверхзвуковые ВУ (СВУ) устанавливаются на самолетах, имеющих высокие значения максимальных чисел M полета (обычно при $M_{H\max} > 2,0$). Они отличаются большим разнообразием типов и схем. *Классифицируются СВУ по:* 1) количеству скачков уплотнения; 2) расположению скачков уплотнения относительно плоскости входа; 3) форме входного сечения; 4) компоновке на ЛА. Их, как правило, выполняют регулируемыми.

Рассмотрим эту классификацию подробнее.

1. *СВУ выполняются многоскачковыми*. У них уже нельзя обеспечить эффективное сжатие воздуха в одном прямом скачке уплотнения вследствие роста его интенсивности и потери полного давления при больших скоростях полета. Для снижения интенсивности прямого скачка воздушный поток перед ним предварительно подтормаживают в нескольких косых скачках уплотнения малой интенсивности. Для создания системы скачков уплотнения исполь-

зуется специальная профилированная поверхность, называемая **поверхностью торможения**. Ее образующая представляет собой ломаную линию с тем или иным числом изломов. При обтекании этой поверхности сверхзвуковым потоком у ее изломов образуются косые скачки уплотнения, в которых и осуществляется предварительное сжатие сверхзвукового потока перед замыкающим прямым скачком.

2. **Различают СВУ внешнего, смешанного и внутреннего сжатия.** Они отличаются расположением скачков уплотнения относительно плоскости входа (рис.11.1):

- у **СВУ внешнего сжатия** все скачки уплотнения, образующиеся при обтекании поверхности торможения, располагаются перед плоскостью входа ВУ (рис.11.1,*а*), причем площадь наименьшего сечения внутреннего канала («горло») находится в непосредственной близости от плоскости входа;

- у **СВУ смешанного сжатия** одна часть косых скачков размещается перед плоскостью входа, а другая часть – во внутреннем канале (рис.11.1,*б*). В этом случае внутренний канал от плоскости входа до «горла» имеет значительное сужение, а само минимальное сечение канала, именуемое «горлом», располагается на некотором удалении от плоскости входа;

- у **СВУ внутреннего сжатия** все косые скачки уплотнения располагаются за плоскостью входа, и сжатие осуществляется внутри канала (рис.11.1,*в*).

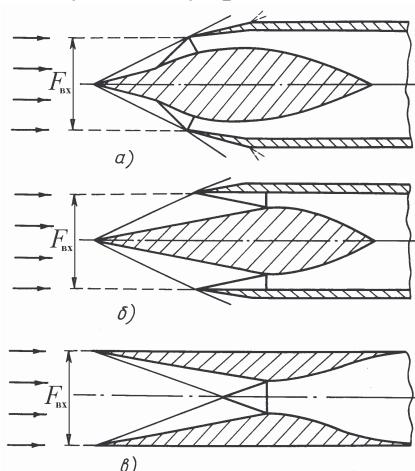


Рис. 11.1. Типы сверхзвуковых ВУ:

а-внешнего;
б-смешанного;
в-внутреннего сжатия

В настоящее время в авиации применяются СВУ внешнего сжатия. СВУ смешанного и особенно внутреннего сжатия в принципе могут обеспечивать при высоких числах M полета более эффективный процесс сжатия сверхзвукового потока, однако имеется ряд трудностей на пути их практического использования.

3. **По форме поверхности торможения и входного сечения различают плоские и осесимметричные СВУ.**

В плоских СВУ поверхность торможения образована *профилированным клином*, а входное сечение имеет форму прямоугольника, иногда с небольшими скруглениями в угловых точках. Внутренний канал выполняется с постепенным переходом от прямоугольного сечения к круглому – перед входом в двигатель.

В осесимметричных СВУ поверхностью торможения служит *профилированный ступенчатый конус*. Его входное сечение имеет форму круга, а внутренний канал – форму кольца с последующим переходом в круг.

4. **По компоновке на ЛА ВУ** подразделяют на *лобовые*, расположенные в носовой части фюзеляжа или мотогондолы, и *примыкающие*, устанавливаемые вблизи какого-либо участка поверхности ЛА.

Лобовые осесимметричные СВУ широко использовались на сверхзвуковых самолетах второго поколения (Су-7Б, МиГ-21 и др.). При расположении в носовой части фюзеляжа эти СВУ при малых углах атаки вследствие равномерности набегающего потока и осевой симметрии течения обеспечивают хорошие характеристики по уровню потерь, массе и структуре потока на входе в двигатель. Однако с увеличением углов атаки их характеристики резко ухудшаются, особенно на сверхзвуковых скоростях полета.

СВУ, примыкающие к поверхности ЛА, как правило, являются плоскими и редко выполняются полукруглыми или овальными. Они стали применяться на высокоманевренных самолетах третьего и четвертого поколений в целях улучшения характеристик силовых установок на больших углах атаки и скольжения, сокращения длины и массы каналов подачи воздуха к двигателю и использования положительной интерференции СВУ и ЛА. Аналогичные СВУ нашли применение также на дальних сверхзвуковых самолетах (Ту-160, «Конкорд» и др.). По конструктивному выполнению они весьма разнообразны. Известны *подкрыльевые, подфюзеляжные, надфюзеляжные и боковые* (по отношению к фюзеляжу) **ВУ** указанного типа.

Основная проблема выбора места расположения СВУ вблизи поверхности ЛА состоит в обеспечении малого изменения местных углов атаки и скольжения в зоне расположения СВУ по сравнению с изменением углов атаки и скольжения самого самолета. Это достигается за счет направляющего (экранирующего) влияния поверхностей, к которым примыкает СВУ.

Недостатком примыкающих СВУ (по сравнению с лобовыми) является то, что они имеют более высокую степень неравномерно-

сти и нестационарности потока в выходном сечении. Это объясняется как наличием неравномерности течения на входе, так и малой по условиям компоновки длиной воздухоподводящих каналов, не обеспечивающей достаточного выравнивания параметров потока.

11.2. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ВХОДНЫХ УСТРОЙСТВ И ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К НИМ ТРЕБОВАНИЯ

Основными параметрами ВУ являются:

1. Коэффициент восстановления полного давления. Он оценивает потери полного давления при сжатии воздуха в ВУ и его подводе к двигателю

$$\sigma_{\text{вх}} = p_{\text{в}}^* / p_H^*, \quad (11.1)$$

где $p_{\text{в}}^*$ и p_H^* – значения осредненного полного давления воздуха на выходе из ВУ (на входе в двигатель) и полного давления в набегающем воздушном потоке.

Чем выше значение $\sigma_{\text{вх}}$, тем больше степень повышения давления воздуха в ВУ при заданном значении числа М полета, поскольку

$$\pi_{\text{вх}} = p_{\text{в}}^* / p_H = \sigma_{\text{вх}} p_H^* / p_H = \sigma_{\text{вх}} \pi_{\text{вх.ид}},$$

где $\pi_{\text{вх.ид}} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M_H^2\right)^{\frac{k}{k-1}}$ – степень повышения давления при идеальном (изоэнтропном) сжатии воздуха в ВУ.

Величина $\pi_{\text{вх.ид}}$ с ростом M_H интенсивно возрастает. Коэффициент $\sigma_{\text{вх}}$, определяющий реальные значения $\pi_{\text{вх}}$, зависит от числа М набегающего потока и способа организации процесса сжатия воздуха в ВУ. При дозвуковых скоростях полета сжатие воздуха от скоростного напора сопровождается лишь небольшими потерями на трение и вихреобразование, и величина $\pi_{\text{вх}}$ мало отличается от $\pi_{\text{вх.ид}}$. При сверхзвуковых скоростях полета, помимо указанных потерь, возникают потери в скачках уплотнения. Они и оказывают основное влияние на реальные значения величин $\pi_{\text{вх}}$ при $M_H > 1,0$. На рис.11.2 представлены зависимости величин $\pi_{\text{вх}}$ и $\sigma_{\text{вх}}$ от числа М полета для трех способов сжатия набегающего потока воздуха: 1 – изоэнтропного, т.е. при полном отсутствии потерь; 2 – в специально организованной системе

скаков уплотнения; 3 – в прямом скачке уплотнения. Как видно из рис.11.2, наименьшие величины π_{bx} получаются при сжатии воздуха в прямом скачке уплотнения. Организация сжатия сверхзвукового потока в системе скачков уплотнения позволяет при $M_H > 1,5$ существенно повысить величину π_{bx} .

На стадии проектирования при подборе СУ к ЛА, пока еще конкретного ВУ не имеется, величину σ_{bx} определяют по так называемой *стандартной зависимости* $\sigma_{bx} = \sigma_{bx}(M_H)$, которая отражает достигнутую степень совершенства ВУ данного типа. На рис.11.2 сплошными линиями как раз и показана стандартная зависимость $\sigma_{bx,ct}$ от M_H для СВУ внешнего сжатия и значения $\pi_{bx,ct}$, соответствующие этой зависимости.

Увеличение π_{bx} за счет повышения σ_{bx} сопровождается возрастанием давления воздуха во всех сечениях двигателя, в том числе, на входе в компрессор и перед реактивным соплом. Рост давления p_b^* перед компрессором вызывает увеличение расхода воздуха через двигатель G_b (пропорциональное увеличению σ_{bx}), а повышение давления перед соплом – увеличение скорости истечения из сопла и, следовательно, удельной тяги $P_{уд}$. В итоге возрастает тяга двигателя $P = G_b P_{уд}$. Одновременно с этим снижается удельный расход топлива (обратно пропорционально повышению $P_{уд}$). В среднем увеличение σ_{bx} на 1% вызывает у ГТД прямой реакции повышение тяги на 1,3...1,5% и снижение $C_{уд}$ на 0,3...0,5%.

Отсюда вытекает основное требование к входным устройствам – **получение максимально возможных значений коэффициента восстановления полного давления σ_{bx} в целях повышения π_{bx} .** Это достигается снижением уровня внутренних потерь при сжатии воздуха во входном устройстве.

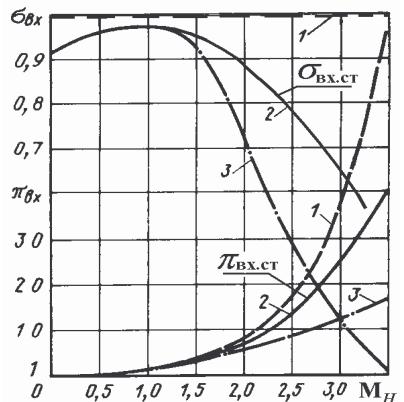


Рис.11.2. Зависимости σ_{bx} и π_{bx} от числа M полета: 1 –изоэнтропное сжатие; 2 –система скачков; 3 –прямой скачок

2. Коэффициент внешнего сопротивления $c_{x_{\text{вх}}}$ служит для определения внешнего сопротивления ВУ. Он находится по формуле

$$c_{x_{\text{вх}}} = X_{\text{вх}}/(qF_{\text{вх}}), \quad (11.2)$$

где $X_{\text{вх}}$ – сила суммарного внешнего сопротивления ВУ; $F_{\text{вх}}$ – площадь входа ВУ (или его миделя); $q = 0,5\rho_H V^2$ – скоростной напор набегающего воздушного потока.

Внешнее сопротивление $X_{\text{вх}}$ вызывается силами трения и возмущениями, которые вносит ВУ в поток воздуха, обтекающий СУ и ЛА. Если при испытаниях моделей ЛА в аэродинамических трубах обеспечивается полная имитация протока воздуха через ВУ, величина $X_{\text{вх}}$ автоматически входит в аэродинамические характеристики ЛА. Но, как правило, из-за малых размеров моделей и отсутствия в них аналога двигателя этого сделать не удается. Тогда сопротивление ВУ определяется расчетным путем.

Обеспечение минимальных значений $c_{x_{\text{вх}}}$ **при всех основных режимах полета ЛА** является вторым важнейшим требованием к ВУ.

3. Коэффициент расхода Φ применяется для определения расхода воздуха, пропускаемого системой скачков уплотнения СВУ при сверхзвуковой скорости полета. Он определяется как отношение действительного расхода воздуха $G_{\text{в}}$ к максимально возможному $G_{\text{в max}}$. Расход $G_{\text{в max}}$ через ВУ с площадью входа $F_{\text{вх}}$ при заданных значениях сверхзвуковой скорости полета V и плотности ρ_H равен $G_{\text{в max}} = \rho_H V F_{\text{вх}}$. В тех же условиях $G_{\text{в}} = \rho_H V F_H$, где F_H – фактическая площадь поперечного сечения захватываемой ВЗ струи воздуха. Поэтому

$$\Phi = G_{\text{в}}/G_{\text{в max}} = F_H/F_{\text{вх}}. \quad (11.3)$$

4. Запас устойчивости СВУ $\Delta K_{y_{\text{вх}}}$ является мерой оценки его газодинамической устойчивости в различных условиях полета. Он характеризует удаление рассматриваемого режима работы СВУ от недопустимого в условиях эксплуатации неустойчивого режима его работы (помпажа). За параметр устойчивости обычно принимают коэффициент устойчивости $K_{y_{\text{вх}}}$, определяемый как отношение приведенного расхода воздуха на режиме совместной работы с двигателем (в рабочей точке) к приведенному расходу воздуха на границе устойчивости, т.е. $K_{y_{\text{вх}}} = G_{\text{в,пр}}/G_{\text{в,пр.гр}}$. В таком случае $\Delta K_{y_{\text{вх}}}$ при каждом заданном числе М полета находится по формуле

$$\Delta K_{y_{\text{вх}}} = (K_{y_{\text{вх}}} - 1) \cdot 100\% = (G_{\text{в,пр}}/G_{\text{в,пр.гр}} - 1) \cdot 100\%. \quad (11.4)$$

Обеспечение во всей области эксплуатационных режимов устойчивого течения воздуха, контролируемого по допустимым значениям $\Delta K_{y, \text{вх}}$, также входит в число важнейших требований к СВУ.

5. Уровень возмущений (степень неоднородности) потока, порождаемых ВУ, оказывает значительное влияние на устойчивость работы компрессоров ГТД всех типов. Он определяется *окружной неравномерностью потока* $\overline{\Delta \sigma}_{\text{окр}}$ и *крупномасштабной турбулентностью*, оцениваемой среднеквадратичным значением пульсаций полного давления ε (смысл этих величин будет рассмотрен во второй части данного учебника). За суммарный интегральный параметр, характеризующий уровень возмущений потока за ВУ, а следовательно, и перед двигателем, принимают величину

$$W = (\overline{\Delta \sigma}_{\text{окр}} + \varepsilon), \text{%.} \quad (11.5)$$

Этот параметр нормируется из условия обеспечения газодинамической устойчивости компрессора и для его снижения принимаются специальные меры: установка турбулизаторов; слив пограничного слоя; специальное профилирование каналов и др.

6. К числу других требований относятся:

- оптимальная аэродинамическая интеграция ВУ с элементами планера в целях улучшения характеристик ВУ и повышения аэrodинамического качества ЛА;
- защищенность ВУ, а следовательно, и двигателя, от попадания пыли и посторонних предметов, а также горячих газов при реверсе тяги и пуске ракет;
- совместимость с применяемой системой оружия;
- малая заметность для средств радиолокационного обнаружения;
- низкая стоимость, надежность работы и простота обслуживания.

11.3. ОСОБЕННОСТИ ДОЗВУКОВЫХ И ТРАНСЗВУКОВЫХ ВХОДНЫХ УСТРОЙСТВ

В дозвуковых ВУ, если скорость полета самолета ненамного превышает скорость воздуха на входе в компрессор, сжатие воздуха от скоростного напора мало. Основное назначение таких ВУ – обес-

пече́ние равномерного поля скоростей на входе в двигатель, высоких значений коэффициента $\sigma_{\text{вх}}$ и малого внешнего сопротивления.

У дозвуковых самолетов двигатель может размещаться внутри фюзеляжа или в отдельной гондоле. Фюзеляжные компоновки более характерны для самолетов с ТРД и ТРДД с малыми степенями двухконтурности, когда, вследствие высоких удельных тяг, двигатель имеет небольшие лобовые размеры. Отличительной особенностью такой компоновки является наличие между воздухозаборником и входом в двигатель длинного соединительного канала (рис.11.3). Для снижения потерь на трение скорости воздуха в канале должны быть невысокими, как правило, меньшими, чем скорость на входе в компрессор. **Обечайка** воздухозаборника (поз.1 на рис.11.3) выполняется с профилированными относительно толстыми и плавно обтекаемыми входными кромками (наподобие профиля крыла). Площадь на входе в обечайку $F_{\text{вх}}$ выбирается большей площади струи втекающего воздуха F_H , а скорость $c_{\text{вх}}$ – меньшей скорости полета V . Обычно принимают $c_{\text{вх}} \approx 0,5V$. При этом практически все сжатие воздуха от скоростного напора осуществляется перед плоскостью входа, т.е. вне ВУ. Такое *внешнее сжатие*, вследствие отсутствия ограничивающих поток стенок, осуществляется без потерь на трение о стенки.

Частичное внешнее торможение потока является выгодным с точки зрения получения малых скоростей воздуха и низких потерь во внутреннем канале ВУ, который, кроме того, на всем своем протяже-

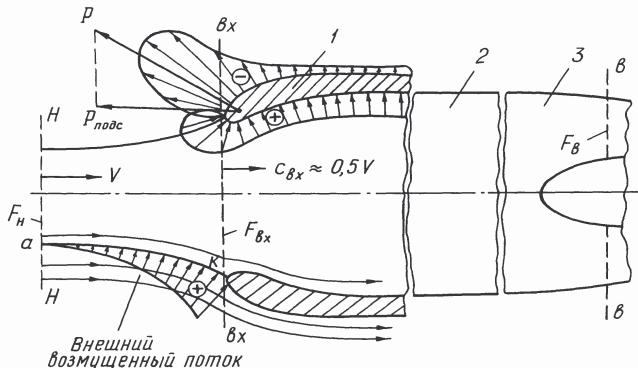


Рис.11.3. Схема дозвукового ВУ в фюзеляжной компоновке: 1 – обечайка; 2 – соединительный канал; 3 – конфузорный участок

ний должен обеспечивать плавное изменение скорости и не иметь резких поворотов потока – в целях обеспечения безотрывного течения воздуха и выравнивания поля скоростей на входе в компрессор. Непосредственно перед входом в двигатель канал выполняется *конфузорным*. Ускорение потока на этом участке способствует дополнительному выравниванию поля скоростей перед компрессором.

Сопротивление обечайки складывается из сопротивлений давления и трения, возникающих на ее внешней поверхности. Сопротивление давления зависит от формы ее профиля и характера обтекания внешним потоком. Если обечайка имеет плавное очертание передних кромок и форму меридиального сечения, аналогичную профилю крыла, и при этом обтекается внешним потоком безотрывно, то на ее внешней поверхности за счет ускорения потока появляется зона разрежения и возникает аэродинамическая сила \vec{P} , имеющая осевую составляющую $P_{\text{подс}}$, называемую *подсасывающей силой* (см. рис.11.3). Эта сила направлена в сторону полета, и она способствует снижению внешнего сопротивления.

В реальных условиях значительный поворот струек тока набегающего потока может приводить к большим углам притекания воздуха к передней кромке обечайки ВЗ и вызывать срыв потока с ее внешней выпуклой поверхности. Задача профилирования – не допустить срыва потока с этой поверхности и образования при ее обтекании местных сверхзвуковых зон и скачков уплотнения.

На взлете и при малых скоростях полета воздух втекает в ВУ под действием разрежения, возникающего перед компрессором. При этом скорость воздуха во входном сечении превосходит по величине скорость полета и происходит не сжатие, а расширение воздуха перед ВУ. При некотором значении скорости полета, когда $V=c_{\text{вх}}$, струя на входе в обечайку принимает цилиндрическую форму, и давление во входном сечении становится равным атмосферному. При дальнейшем увеличении скорости полета поверхность тока приобретает расширяющуюся форму. Возникает внешнее сжатие потока. При $M_H < 0,5$ практически $c_{x\text{вх}} = 0$. В диапазоне от $M_H = 0,5$ до $M_H = 0,8$ коэффициент $c_{x\text{вх}}$ увеличивается незначительно и его максимальное значение не превышает обычно $0,05 \dots 0,1$. Коэффициент восстановления полного давления $\sigma_{\text{вх}}$ у дозвуковых ВУ при $M_H \leq 0,8$, как показывают эксперименты, лежит в пределах $0,96 \dots 0,99$.

У дозвуковых самолетов с ТРДД, имеющих высокие степени двухконтурности, двигатели располагаются в отдельных гондолах, которые устанавливаются на пилонах, как правило, несколько впереди и ниже крыла. Крейсерские числа M полета таких самолетов составляют 0,75...0,85. Двигатели этих самолетов отличаются большими расходами воздуха и в связи с этим имеют значительные лобовые размеры, что обусловлено их малыми удельными тягами. При стартовой тяге 200...250 кН расход воздуха у этих двигателей достигает 650...800 кг/с. Уменьшение массы ВУ при их очень большом диаметре (до 2,0...2,5 м) достигается сокращением относительной длины, которая на выполненных конструкциях составляет 0,6...0,9 от диаметра входа в двигатель. К другим конструктивным особенностям рассматриваемых ВУ следует отнести их несимметричность – наличие некоторого скоса плоскости входа – для обеспечения эффективной работы на крейсерских углах атаки (рис.11.4).

На режимах взлета и при малых скоростях полета, когда скорость $c_{bx} > V$, может возникать отрыв потока с входных кромок ВУ, приводящий к большим потерям полного давления, снижению расхода воздуха и усилинию неоднородности потока на входе в двигатель. Это снижает тягу и может вызвать потерю ГДУ двигателя. Устранение этих явлений у большинства типов ВУ достигается применением окон (или створок) подпитки (см.рис.11.4). Они открываются автоматически тогда, когда из-за недостатка воздуха, поступающего только через входное отверстие, снижается давление во внутреннем канале ВУ.

ТРДД с высокими степенями двухконтурности m очень чувствительны к потерям полного давления в ВУ. Это связано с тем, что при свойственной им малой степени повышения давления в наружном контуре снижение σ_{bx} существенно уменьшает тягу этого контура, которая на взлетном режиме составляет около 75% суммарной тяги двигателя. У них снижение σ_{bx} на 1% уменьшает тягу двигателя на 2...2,5%.

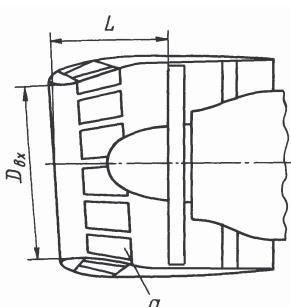


Рис.11.4. Схема ВУ ТРДД с большой степенью двухконтурности: a – окна подпитки

Высокая чувствительность ТРДД к потерям на входе и малая относительная длина ВУ требуют особенно тщательного их профилирования. Оно выполняется на основе применения численных методов

решения уравнений газовой динамики с учетом сжимаемости газа, его вязкости и пространственного характера течения потока. Внешние обводы и форма внутреннего канала оптимизируются из условия получения максимальной эффективной тяги силовой установки при заданной степени равномерности потока на входе в двигатель.

Трансзвуковые ВУ устанавливаются на высокоманевренных боевых самолетах, имеющих $M_{\max}=1,5\dots1,7$. Они должны наряду с простотой конструкции удовлетворять требованиям эффективной и устойчивой работы в широком диапазоне изменения чисел M полета (до M_{\max}), углов атаки α и скольжения β , поскольку даже при кратковременном полете с большими α и β возможно возникновение значительной неоднородности потока на входе в компрессор и потеря его газодинамической устойчивости.

Дозвуковые ВУ для таких ЛА являются непригодными. У них при $M_H>1$ из-за толстых входных кромок обечайки на ее внешней поверхности образуется течение с местными сверхзвуковыми скоростями, а перед плоскостью входа появляется головная волна. Вследствие этого повышается избыточное давление на внешней поверхности обечайки. Вместо подсасывающей силы на обечайке возникает внешнее сопротивление. Оно суммируется с сопротивлением трения, и коэффициент внешнего сопротивления ВУ заметно увеличивается.

Для улучшения характеристик трансзвуковых ВУ на сверхзвуковых скоростях полета у них применяют **специальное профилирование обечайки** – уменьшают ее относительную толщину, а передние кромки делают острыми. На величину коэффициента σ_{bx} это практически не оказывает влияния, а коэффициент $c_{x,bx}$ уменьшается почти в два раза, как это видно из рис. 11.5, где показано изменение σ_{bx} и $c_{x,bx}$ ВУ с круглыми и заостренными входными кромками. В этом случае при острой кромке у внешней поверхности обечайки

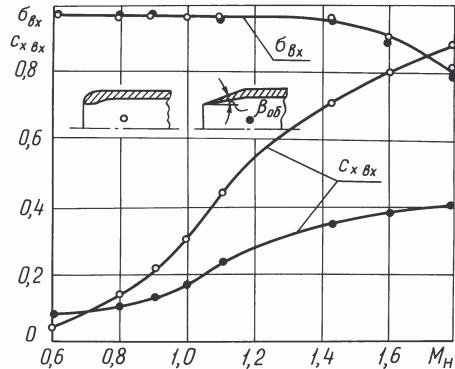


Рис. 11.5. Влияние формы носка обечайки на σ_{bx} и $c_{x,bx}$ при $\alpha=10^\circ$

ки вместо прямого возникает косой скачок, и избыточное давление на ней снижается и уменьшается ее сопротивление. Следует иметь в виду, что ВУ с острыми передними кромками имеют худшие характеристики на взлете, при малых дозвуковых скоростях полета и на больших углах атаки и скольжения (из-за срыва потока и отсутствия подсасывающей силы).

В качестве примера на рис.11.6 дана схема ВУ самолета F-16, расположенного у нижней поверхности фюзеляжа. Для слива пограничного слоя, накапливающегося на носовой части его планера, выполнена щель значительной ширины (рис.11.6,б) с растекателем потока в форме клина, установленного внутри щели. Параметры ВУ оптимизированы из условия ведения воздушного боя в диапазоне $M_H = 0,8 \dots 1,6$. Приемлемые характеристики при высоких значениях

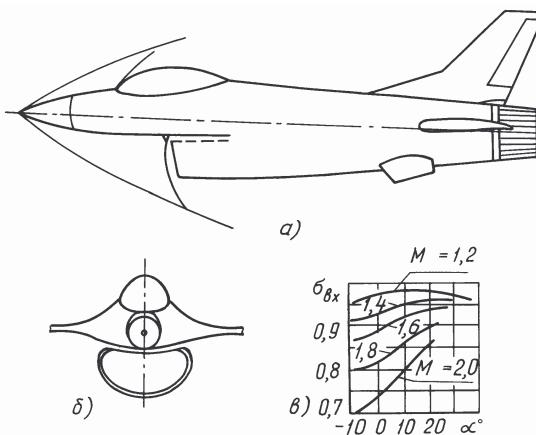


Рис. 11.6. Схема подфюзеляжного нерегулируемого трансзвукового ВУ самолета F-16

входа возникает несколько ослабленный прямой скачок уплотнения, тем менее интенсивный, чем при большем угле атаки осуществляется полет самолета. Опытные характеристики этого ВУ в виде зависимостей σ_{bx} от α приведены на рис.11.6,в. Как видно, при $\alpha=0$ с ростом M_H коэффициент σ_{bx} при $M_H > 1,6$ резко снижается, что связано с повышением потерь в прямом скачке уплотнения. Но с увеличением α коэффициент σ_{bx} заметно повышается, т.к. при этом интенсивность косого скачка увеличивается, а прямого снижается.

углов атаки и скольжения при $M_H < 1,0$ достигаются за счет экранирующего влияния передней части фюзеляжа и наплыва крыла. При сверхзвуковых скоростях полета поток на входе уже частично приторможен в косом скачке уплотнения от носовой части фюзеляжа и тем значительнее, чем выше α . За счет этого перед плоскостью

11.4. ОРГАНИЗАЦИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В СВЕРХЗВУКОВЫХ ВХОДНЫХ УСТРОЙСТВАХ ВНЕШНЕГО СЖАТИЯ

На сверхзвуковых самолетах нашли применение многоскаковые СВУ внешнего сжатия. Они рассчитываются на число M полета, близкое к M_{\max} полета самолета, обозначаемое $M_{p,вх}$. Схема такого плоского СВУ с указанием основных геометрических параметров представлена на рис.11.7. На схеме обозначены:

$F_{\text{вх}}$ – площадь входа;

$F_{\text{в}}$ – площадь выходного сечения, равная площади входа в компрессор двигателя;

F_m – площадь миделевого (т.е. наибольшего) сечения;

F_g – площадь минимального сечения внутреннего канала, име-
нуемая «горлом»;

$\beta_1, \beta_2, \beta_3, \dots$ – углы установки отдельных панелей поверхности торможения;

$\beta_{\Sigma} = \sum_{i=1}^m \beta_i$ – суммарный угол наклона поверхности торможения;

$\beta_{\text{об.вн}}$, $\beta_{\text{об.нар}}$ – внутренний и наружный углы установки (поднутрения) обечайки.

Помимо этого, на рис.11.7 показаны: щель для слива пограничного слоя (с площадью $F_{ш}$), створки перепуска (отклоненные на угол $\beta_{ств\ 1}$), створки подпитки (отклоненные на угол $\beta_{ств\ 2}$) и шарниры $Ш_1$, $Ш_2$ и $Ш_3$ заделки регулируемых панелей.

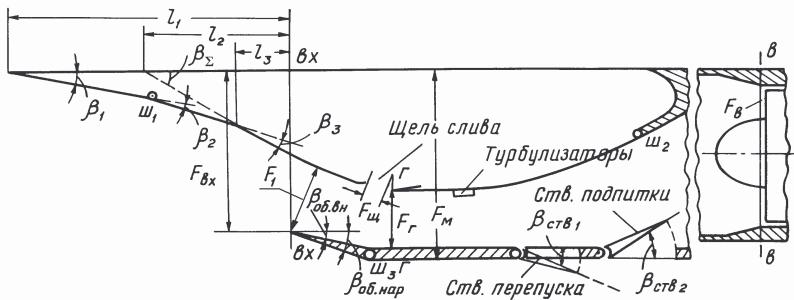


Рис. 11.7. Схема и основные геометрические параметры СВУ

Рассмотрим схему течения в СВУ внешнего сжатия на расчетном режиме, представленную на рис.11.8. При обтекании сверхзвуковым потоком поверхности торможения, выполненной в виде ступенчатого клина (конуса), образуется система косых скачков уплотнения, которая замыкается прямым скачком (головной волной). При этом обеспечивается дозвуковое втекание воздуха во внутренний канал. Обычно на расчетном режиме осуществляют некоторую расфокусировку косых скачков уплотнения (рис.11.8, *а*), чтобы головная волна не разрушала их в непосредственной близости перед обечайкой. Это приводит к небольшому снижению коэффициента расхода φ по сравнению $\varphi=1$ и незначительному увеличению $c_{x \text{ вх}}$, но способствует повышению устойчивости СВУ (см.ниже). В расчетах реальную схему течения заменяют упрощенной, в которой косые скачки уплотнения фокусируются у передней кромки обечайки, а замыкающий прямой скачок располагается непосредственно на входе во внутренний канал (рис.11.8, *б*). В этой схеме на расчетном режиме $\varphi = 1$.

Коэффициент восстановления полного давления σ_m в системе, состоящей из m косых и замыкающего прямого скачка, определяется

как произведение $\sigma_m = \sigma_{\text{п}} \prod_{i=1}^m \sigma_i$, где $\sigma_{\text{п}}$ – коэффициент σ в прямом, а σ_i

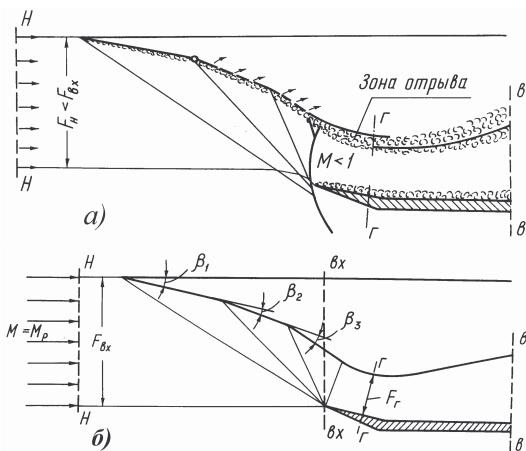


Рис. 11.8. Реальная (*а*) и расчетная (*б*) схемы течения в СВУ внешнего сжатия

– в *i*-ом косом скачке. Величина коэффициента σ_m зависит от выбора углов β_i и, следовательно, β_{Σ} . Для заданных значений M_H и m можно так подобрать углы установки панелей поверхности торможения и соответствующие им интенсивности скачков уплотнения, чтобы получить $\sigma_m = \sigma_{m \text{ max}}$. Такая система скачков теоретически (с точки зрения минимума потерь в скачках)

является *оптимальной*. Установлено, что максимум σ_m достигается при равной интенсивности всех скачков уплотнения. На рис.11.9,*a* приведены зависимости величин $\sigma_{m \max}$ от M_H для прямого скачка ($m=0$) и систем с различным числом m косых скачков. Видно, что чем выше M_H , тем выгоднее иметь большее число скачков для получения $\sigma_{m \max}$. Но увеличение числа косых скачков усложняет конструкцию ВУ и увеличивает его длину и массу. Поэтому практически при $M_{p,вх}=2,0\dots3,0$ используют поверхности торможения с двумя-тремя косыми скачками.

В реальных условиях необходимо учитывать также наличие пограничного слоя, который образуется на поверхности торможения и на стенках внутреннего канала, нарастает по длине панелей и утолщается в местах взаимодействия со скачками уплотнения. Степень его нарастания зависит от градиента давления, который на поверхности торможения весьма велик в местах ее изломов и повышается при увеличении $M_{p,вх}$ и угла β_Σ . Чтобы предотвратить отрыв потока и не допустить нарушения устойчивости течения предусматривается ряд специальных мер. Важнейшей из них является выбор угла β_Σ .

Углы $\beta_{\Sigma \text{опт}}$, обеспечивающие получение $\sigma_{m \max}$, как показывают расчеты, весьма велики и, как видно из рис.11.9,*b*, возрастают при увеличении M_H и m . В указанном выше диапазоне чисел M_H и m они составляют $25\dots35^\circ$ для плоских и $30\dots45^\circ$ для осесимметричных СВУ. Поэтому **на практике выбирают углы β_Σ меньшими $\beta_{\Sigma \text{опт}}$** , что приводит к снижению интенсивности косых и повышению интенсивности замыкающего прямого скачка. Это снижает градиент давления вдоль поверхности торможения, чем достигается уменьшение нарастания пограничного слоя и предотвращение его отрыва. Но повышение интенсивности прямого скачка приводит к снижению σ_m по сравнению с $\sigma_{m \max}$.

У СВУ внешнего сжатия торможение сверхзвукового потока в косых скачках уплотнения связано с его од-

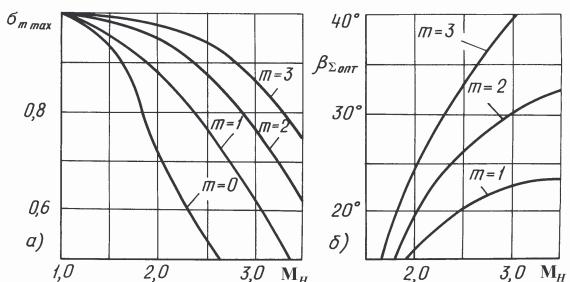


Рис.11.9. Зависимости $\sigma_{m \max}$ и $\beta_{\Sigma \text{опт}}$ от M_H при различных m для плоского течения

носторонним отклонением от осевого направления. Во внутреннем канале этот поток, ставший уже дозвуковым, нужно развернуть в обратном направлении на тот же угол. При этом, как правило, возникает отрыв потока у выпуклой поверхности внутреннего канала ВЗ вблизи «горла». Причиной образования зоны отрыва (см.рис.11.8,а) является накопление стекающего с поверхности торможения пограничного слоя под воздействием центробежных сил, возникающих при повороте потока. Уменьшение угла β_Σ по сравнению с $\beta_{\Sigma \text{опт}}$ способствует сокращению

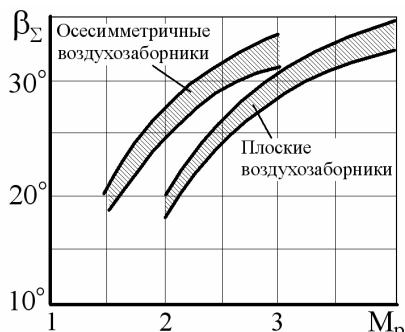


Рис.11.10. Рекомендуемые величины углов β_Σ для плоских и осесимметричных СВУ

размеров зоны отрыва потока в области горла.

Рекомендуемые значения углов β_Σ для осесимметричных и плоских СВУ внешнего сжатия, полученные в ЦАГИ путем статистического обобщения опытных данных, приведены на рис.11.10. Как видно, плоские ВЗ требуют меньших величин углов β_Σ , чем осесимметричные, а повышение $M_{p,\text{вх}}$ связано с необходимостью увеличения β_Σ и т.

Углы поднутрения обечайки

и ее длина выбираются у СВУ внешнего сжатия минимально возможными из условия плавного втекания воздуха, отклоненного при торможении в скачках уплотнения, во внутренний канал, и безотрывного обтекания внешней поверхности обечайки. У выполненных СВУ значения углов $\beta_{\text{об.вн}}$ составляют 5...10°.

Для уменьшения неравномерности и нестационарности потока на выходе из СВУ форму внутреннего канала, площадь горла и систему слива пограничного слоя выполняют таким образом, чтобы свести к минимуму вредное влияние зоны отрыва потока в области горла. Для этого внутренний канал от плоскости входа до горла делают слегка сужающимся (чтобы за счет конфузорности течения уменьшить толщину пограничного слоя и выровнять поток), а за горлом предусматривают участок с неизменной площадью проходного сечения, который переходит в дозвуковой диффузор с небольшим постепенно увеличивающимся углом раствора.

Коэффициент $\sigma_{\text{вх}}$ на расчетном режиме работы СВУ помимо потерь полного давления в системе скачков, характеризуемых коэффициентом σ_m , должен учитывать также потери, обусловленные **влиянием трения и наличием зон отрыва**. Для этой цели вводится эмпирический коэффициент $\sigma_{\text{тр}}$. Тогда

$$\sigma_{\text{вх}} = \sigma_{\text{тр}} \sigma_m. \quad (11.6)$$

Обычно в расчетах принимают $\sigma_{\text{вх}} = (0,9 \dots 0,95) \sigma_m$.

Площадь входа $F_{\text{вх}}$ (при условии, что перепуск воздуха через створки и слив пограничного слоя с поверхности торможения отсутствуют) определяется из уравнения неразрывности для сечений $H-H$ и $e-e$ (см.рис.11.8,б), согласно которому

$$m \frac{p_H^*}{\sqrt{T_H^*}} q(\lambda_H) F_H = m \frac{p_{\text{в}}^*}{\sqrt{T_{\text{в}}^*}} q(\lambda_{\text{в}}) F_{\text{в}}.$$

Принимая во внимание, что на расчетном режиме (когда $\varphi=1$) $F_H = F_{\text{вх}}$, а также учитывая, что $T_{\text{в}}^* = T_H^*$, а $p_{\text{в}}^* / p_H^* = \sigma_{\text{вх}}$, получим

$$F_{\text{вх}} = \sigma_{\text{вх}} \frac{q(\lambda_{\text{в}})}{q(\lambda_H)} F_{\text{в}}. \quad (11.7)$$

Расчеты показывают, что потребная площадь входа воздухозаборника при $F_{\text{в}} = \text{const}$ с увеличением $M_{\text{п.вх}}$ возрастает, поскольку $q(\lambda_H)$ снижается с ростом M_H интенсивнее, чем уменьшается относительная плотность тока $q(\lambda_{\text{в}})$ на входе в двигатель, определяемая по характеристике компрессора.

Площадь горла $F_{\text{г}}$ выбирается таким образом, чтобы скорость потока в нем была равна скорости звука. Такую площадь горла называют **оптимальной** и обозначают $F_{\text{г.опт}}$. Если площадь горла выполнить меньшей оптимальной, то СВУ не сможет пропустить весь расход воздуха, проходящий через систему скачков. В этом случае головная волна отйдет от плоскости входа. За счет более сильного искривления струек тока за головной волной коэффициент расхода φ уменьшится и несколько повысится дополнительное сопротивление. Уменьшится также коэффициент σ_m вследствие частичного разрушения головной волной косых скачков уплотнения.

Если площадь горла превышает $F_{\text{г.опт}}$, картина течения перед плоскостью входа не изменяется, но во внутреннем канале повыша-

ется неравномерность потока из-за увеличения размеров зоны отрыва. Объясняется это тем, что при излишне большой площади горла поток воздуха при повороте прижимается к вогнутой поверхности обечайки и заполняет лишь часть проходного сечения в области горла. Остальную его часть занимает зона отрыва, что приводит к снижению коэффициента σ_{bx} и резкому возрастанию неоднородности потока на выходе. **Этим объясняется необходимость выбора $F_\Gamma \approx F_{\Gamma, \text{опт}}$.**

К другим мерам по предотвращению вредного влияния пограничного слоя относятся: слив пограничного слоя через перфорацию с поверхности торможения; слив пограничного слоя через специальную щель в области горла; установка в канале за горлом турбулизаторов (генераторов вихрей). Эти меры способствуют уменьшению размеров зоны отрыва потока и снижают внутренние потери в канале, а также обеспечивают получение более однородного течения на выходе из ВУ.

Площадь горла F_Γ может быть определена из уравнения неразрывности для сечений « H - H » и « Γ - Γ » (см.рис.11.8, δ), из которого аналогично (11.7) получаем

$$F_\Gamma = \frac{\Phi q(\lambda_H)}{\sigma_m q(\lambda_\Gamma)} F_{bx}. \quad (11.8)$$

Оптимальная площадь горла соответствует условию $\lambda_\Gamma = 1$ и, следовательно, равна

$$F_{\Gamma, \text{опт}} = \frac{\Phi q(\lambda_H)}{\sigma_m} F_{bx}, \quad (11.9)$$

а на расчетном режиме работы СВУ (при $\Phi=1$)

$$F_{\Gamma, \text{опт,р}} = \frac{q(\lambda_H)}{\sigma_m} F_{bx}. \quad (11.10)$$

В расчетах обычно определяют площади проходных сечений, отнесенные к площади F_{bx} . В частности, $\bar{F}_\Gamma = F_\Gamma / F_{bx}$; $\bar{F}_{\Gamma, \text{опт}} = F_{\Gamma, \text{опт}} / F_{bx}$; $\bar{F}_B = F_B / F_{bx}$ и т.п. Расчеты показывают, что увеличение $M_{p,bx}$ СВУ приводит к уменьшению $\bar{F}_{\Gamma, \text{опт}}$. Физически это объясняется интенсивным увеличением с ростом M_H плотности воздуха в горле за счет сжатия его от скоростного напора.

Расчетная величина $\bar{F}_{\text{г.р}}$ должна быть несколько большей $\bar{F}_{\text{г.опт}}$ вследствие наличия пограничного слоя и «неустранимой» зоны отрыва потока. Поэтому принимают

$$\bar{F}_{\text{r.p.}} = k_{\text{r}} \bar{F}_{\text{r.opt.}}$$

где $k_r = 1,05 \dots 1,15$ – коэффициент перерасширения горла.

Рассмотренные соотношения получены для СВУ, обтекаемого невозмущенным потоком. В примыкающих СВУ обтекающий их поток возмущен вследствие взаимодействия с расположенными вблизи него элементами самолета. Благоприятное размещение СВУ может способствовать улучшению его данных и аэродинамических характеристик самолета за счет *положительной интерференции* с элементами планера.

Для примера на рис.11.11 показана *схема течения в подкрыльевом СВУ*. От передней кромки крыла отходит косой скачок уплотнения, в котором сверхзвуковой поток поворачивается и в результате этого тормозится, а число М потока за этим скачком (M_{bx} на рис.11.11) уменьшается. Тогда, как видно, $F_{bx} < F_H$, т.е. уменьшается потребная площадь входа. Предварительное сжатие воздуха на входе в СВУ приводит к возрастанию плотности воздуха и к уменьшению проходных сечений и всех линейных размеров ВУ, а следовательно, и его массы. Это обусловлено увеличением коэффициента σ_{bx} , так как к системе скачков уплотнения, возникающих на поверхности торможения, добавляется еще один скачок – от крыла. Помимо этого, как будет показано ниже, улучшается работа такого СВУ на положительных углах атаки самолета. Все это является примером положительной интерференции СВУ и ЛА.

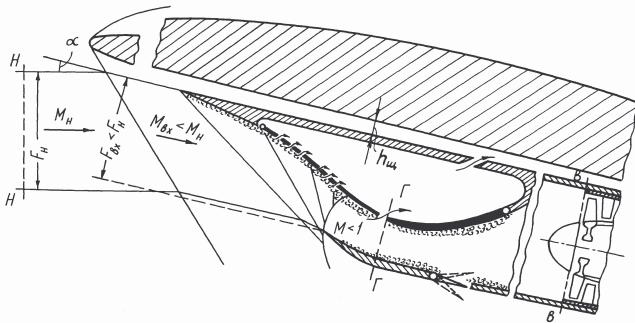


Рис.11.11. Схема течения в подкрыльевом СВУ внешнего сжатия при угле атаки α

11.5. ВНЕШНЕЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ СВЕРХЗВУКОВЫХ ВХОДНЫХ УСТРОЙСТВ

Силы, действующие на СВУ со стороны обтекающего его внешнего потока, могут давать составляющие вдоль всех трех координатных осей x , y и z , связанных с ЛА, и создавать дополнительные моменты сил, влияющие на динамику полета самолета, его устойчивость и управляемость. Продольные силы, действующие в направлении оси x (совпадающей при $\alpha = 0$ с направлением вектора скорости полета), создают сопротивление движению ЛА, а поперечная сила, действующая в направлении оси y , влияет на его подъемную силу и моментные характеристики. К числу основных продольных сил относятся: сопротивление от сил давления, действующих на обечайку, $-X_{\text{об}}$; сопротивление трения $-X_{\text{тр}}$; а также сопротивления систем: перепуска $-X_{\text{пер}}$, слива пограничного слоя перед ВЗ $-X_{\text{сл}}$ и др.; а также дополнительное сопротивление $X_{\text{доп}}$, которое условно относят к сопротивлению СВУ. Должна учитываться также интерференция, обусловленная взаимным влиянием ВЗ и планера $-X_{\text{инт}}$. Положительная интерференция должна служить средством снижения сопротивления СВУ и повышения аэродинамического качества ЛА.

Следовательно:

$$X_{\text{вх}} = X_{\text{об}} + X_{\text{тр}} + X_{\text{пер}} + X_{\text{сл}} + X_{\text{доп}} + X_{\text{инт}}. \quad (11.11)$$

Суммарный коэффициент внешнего сопротивления ВУ определяется как сумма его составляющих (рис.11.12, a)

$$c_{x_{\text{вх}}} = c_{x_{\text{об}}} + c_{x_{\text{тр}}} + c_{x_{\text{пер}}} + c_{x_{\text{сл}}} + c_{x_{\text{доп}}} + c_{x_{\text{инт}}}. \quad (11.12)$$

Методы расчета внешнего сопротивления СВУ подробно излагаются в руководствах для конструкторов. Здесь мы ограничимся только разъяснением физических причин его возникновения.

Сопротивление обечайки $X_{\text{об}}$ (или передней части гондолы двигателя от сечения « $вх-вх$ » до сечения « $M-M$ », рис.2.1) возникает в результате суммирования сил избыточного давления, действующих на ее внешнюю поверхность.

Для расчета $X_{\text{об}}$ необходимо знать распределение давлений по поверхности обечайки, и тогда

$$X_{\text{об}} = \int_{F_{\text{вх}}}^{F_M} (p_{\text{об}} - p_H) dF. \quad (11.13)$$

Сопротивление системы перепуска и слива пограничного слоя

($X_{\text{пер}}$ и $X_{\text{сл}}$) обусловлены уменьшением количества движения перепускаемого (сливаемого) воздуха по сравнению с количеством движения того же воздуха в невозмущенном потоке из-за наличия гидравлических потерь в скачках уплотнения, потерь на трение о стенки, сопротивления самих створок (если они имеются) и ряда других причин.

Дополнительное сопротивление $X_{\text{доп}}$ возникает при сверхзвуковых скоростях полета ЛА только на тех режимах работы СВУ, когда $\varphi < 1$. Его условно относят к сопротивлению СВУ. При $\varphi = 1$ и $F_H = F_{\text{вх}}$ струя на входе в двигатель имеет цилиндрическую форму, и режим течения на входе в двигатель не оказывает прямого влияния на внешнее обтекание СУ. При $M_H < M_{p,\text{вх}}$ углы наклона косых скачков уплотнения возрастают. Они не замыкаются на передней кромке обечайки, а распространяются во внешний поток. Площадь струи F_H становится меньшей площади входа $F_{\text{вх}}$, а коэффициент расхода φ становится меньшим единицы. В этих условиях возникает дополнительное сопротивление. **Формально** $X_{\text{доп}}$, как указывалось в гл.2, подсчитывается как проекция на ось двигателя (ось x) суммы сил избыточного давления, действующих на струю воздуха, втекающую во входное устройство двигателя при $\varphi < 1$, т.е. с использованием выведенной ранее формулы

$$X_{\text{доп}} = \int_{F_H}^{F_{\text{вх}}} (p - p_H) dF. \quad (11.14)$$

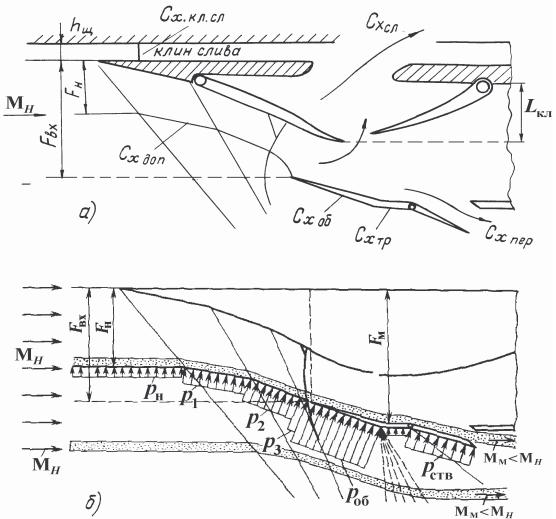


Рис.11.12. Составляющие внешнего сопротивления СВУ

Причины возникновения и места приложения сил избыточного давления, создающих дополнительное сопротивление, трактуются по-разному. Они *дополняют* рассмотренные ранее силы давления, действующие на рабочие поверхности СУ при ее сверхзвуковом обтекании. Местом их приложения являются отдельные участки наружной и внутренней поверхности гондолы, где они складываются с рассмотренными ранее силами избыточного давления (на обечайке и центральном теле СВУ, гондоле и других поверхностях). Но их принято определять не по месту приложения, а находить, согласно теореме Эйлера, путем интегрирования сил избыточного давления, действующих на внешнюю поверхность струи тока, втекающей в воздухозаборник двигателя, от сечения $\langle H-H \rangle$ до сечения $\langle \sigma_{\text{вх}}-\sigma_{\text{вх}} \rangle$, т.е. с использованием формулы (11.14). В таком случае рассмотренные ранее в гл.2 другие составляющие внешнегондолы сопротивления отдельных элементов СУ не требуют корректировки.

Физическая природа возникновения $X_{\text{доп}}$ на внешней поверхности гондолы СУ (частный случай) может быть интерпретирована следующим образом. При $\varphi < 1,0$ происходят поворот и торможение в скачках уплотнения не только той части воздуха, которая попадает в двигатель, но и значительной части воздуха, обтекающего СУ снаружи. На его сжатие в скачках уплотнения затрачивается некоторая доля энергии двигателя. Струйки воздуха, обтекающего силовую установку снаружи (рис.11.12,б), из-за потерь в скачках уплотнения замедляют скорость своего движения по сравнению со скоростью полета. Местные числа M струек становятся меньшими M_H . Уменьшение количества движения этой массы воздуха и создает часть дополнительного сопротивления СУ в сверхзвуковом потоке.

11.6. ХАРАКТЕРИСТИКИ НЕРЕГУЛИРУЕМЫХ СВЕРХЗВУКОВЫХ ВХОДНЫХ УСТРОЙСТВ ВНЕШНЕГО СЖАТИЯ

Характеристики СВУ служат для определения их основных параметров в различных условиях полета и при различных режимах работы двигателя. В качестве основных параметров рассматриваются $\sigma_{\text{вх}}$, φ , $c_{x,\text{вх}}$ и др. величины, оценивающие эффективность работы входного устройства. Условия полета задаются числом M полета, а также углами атаки α и скольжения β ЛА. Режим работы двигателя, определяемый приведенным расходом воздуха $G_{\text{в.пр}}$, оценивают по величине относи-

тельной плотности тока $q(\lambda_B)$ на входе в двигатель (и, соответственно, на выходе из СВУ). На характеристики оказывают влияние также положение регулируемых элементов, в качестве которых рассматривают обычно относительное выдвижение ступенчатого клина $\bar{L}_{\text{кл}}$ (или угол β_Σ) и относительную площадь горла СВУ \bar{F}_r . Следовательно, в общем случае *характеристиками СВУ* являются зависимости вида

$$\sigma_{\text{вх}}; \varphi; c_{x\text{вх}} = f(M_H, q(\lambda_B), \alpha, \beta, \bar{L}_{\text{кл}}, \bar{F}_r, \dots). \quad (11.15)$$

Если пренебречь влиянием числа Re , поскольку практически у натурых СВУ $Re > Re_{\text{кр}}$, и принимать для воздуха k и R постоянными, что также вполне допустимо, то характеристики типа (11.15) являются *критериальными уравнениями*, поскольку выражают зависимости безразмерных определяемых параметров ($\sigma_{\text{вх}}; \varphi; c_{x\text{вх}}$) от критериев подобия. Критериями подобия здесь являются числа Маха: M_H и M_B (или M_H и λ_B).

Характеристиками нерегулируемого СВУ называются зависимости коэффициентов $\sigma_{\text{вх}}$, $c_{x\text{вх}}$ и φ от критериального параметра $q(\lambda_B)$ при различных M_H и постоянных α и β для конкретной компоновки и, следовательно, при заданных значениях $\bar{L}_{\text{кл}}$, \bar{F}_r и других регулируемых параметров.

Вначале рассмотрим случай, когда $M_H=M_{p,\text{вх}}$, $\alpha=0$ и $\beta=0$. Выясним, как будет изменяться режим работы СВУ внешнего сжатия при изменении параметра $q(\lambda_B)$. В системе ГТД значение $q(\lambda_B)$ зависит от режима работы двигателя. При испытаниях моделей СВУ в аэrodинамических трубах имитация изменения $q(\lambda_B)$ достигается прикрытием или открытием дросселя, установленного на выходе, как показано на рис.11.13 вверху. Прикрытие дросселя уменьшает $q(\lambda_B)$ и имитирует дросселирование двигателя при условии $M_H=\text{const}$. Поэтому такие характеристики обычно называют *дроссельными*. При *расчетном режиме работы СВУ* $q(\lambda_B)=q(\lambda_B)_p$ (точки « p » на рис.11.13) на выходе из СВУ обеспечивается расчетное противодавление, которое удерживает головную волну в непосредственной близости от входа во внутренний канал.

При открытии дросселя его пропускная способность увеличивается и $q(\lambda_B)$ возрастает, а противодавление за СВУ падает. Если на рас-

четном режиме (при $\bar{F}_{\text{г.р.}}$) приведенная скорость в горле $\lambda_r=1.0$, падение противодавления приводит к разгону потока за горлом и к возникновению ниже сечения «г-г» сверхзвуковой зоны. Если $\lambda_r < 1.0$, то возникновению сверхзвуковой зоны за горлом предшествует разгон потока в горле до $\lambda_r=1.0$ и связанное с этим приближение головной волны к плоскости входа, чему соответствует еще большее приближение к $\phi=1$.

Режим работы СВУ, когда скорость воздуха в горле равна скорости звука, а за горлом еще нет разгона потока, называется критическим. При дальнейшем увеличении $q(\lambda_b)$ (открытии дросселя) поток в расширяющемся канале за горлом разгоняется, как в сопле Лаваля. Переход от сверхзвуковых скоростей к дозвуковым происходит в скачке уплотнения. Этот скачок, вследствие взаимодействия с пограничными слоями у стенок канала, имеет сложную **мостообразную форму**, но по величине потерь он близок к прямому скачку уплотнения. Обозначим его символом χ .

При открытии дросселя скачок χ перемещается по потоку. Протяженность сверхзвуковой зоны и интенсивность скачка χ при этом увеличиваются, а коэффициент $\sigma_{\text{вх}}$ снижается за счет увеличения потерь полного давления в скачке χ . Картина течения вверх по потоку от горла в рассматриваемом случае не изменяется и, следовательно, коэффициенты ϕ и $c_{x\text{вх}}$ остаются неизменными. Неизменным остается также и расход воздуха. *Режимы работы СВУ при возникновении за горлом сверхзвуковой зоны называются сверхкритическими.*

Расход воздуха при переходе от одного сверхкритического режима к другому не меняется, поэтому согласно уравнению неразрывности $q(\lambda_b)\sigma_{\text{вх}}=\text{const}$. Это означает, что зависимость $\sigma_{\text{вх}}$ от $q(\lambda_b)$ в области сверхкритических режимов в рассматриваемых координатах является **гиперболой**, как показано на рис.11.13,а (участок $\kappa-3$).

Если далее, наоборот, прикрывать дроссель (уменьшать $q(\lambda_b)$), то скачок χ под действием повышающегося противодавления будет перемещаться против потока. При $q(\lambda_b)=q(\lambda_b)_{\text{кр}}$ он исчезает (если $\lambda_r=1.0$) или устанавливается в виде головной волны на входе без изменения ϕ . Такой режим работы, отмеченный на рис.11.13 точками « κ », называют, как уже отмечалось, **критическим**. При дальнейшем

уменьшении $q(\lambda_b)$, поскольку течение во внутреннем канале всюду становится дозвуковым, повышение противодавления распространяется на всю дозвуковую область течения, что приводит уже к перемещению головной волны против потока (рис.11.13, поз.3 и 4). **Режимы течения при $q(\lambda_b) < q(\lambda_b)_{kp}$ называют докритическими.**

Перемещение головной волны против потока вызывает растекание воздуха перед плоскостью входа (за счет искривления струек тока в дозвуковом течении за головной волной). Поэтому начинается уменьшение расхода воздуха, снижение φ и повышение $c_{x,bx}$ (рис.11.13, б и в). Коэффициент $c_{x,bx}$ возрастает в основном из-за увеличения дополнительного сопротивления.

На докритических режимах коэффициент $\sigma_{bx} = \sigma_m \sigma_{tr}$ при уменьшении $q(\lambda_b)$ (левее точки « k », рис.11.13, а) вначале немножко возрастает за счет уменьшения потерь на трение, так как расход воздуха и скорость потока в канале уменьшаются. При более глубоком дросселировании коэффициент σ_m начинает снижаться, так как головная волна разрушает систему скачков. Взаимная компенсация этих факторов приводит, как правило, к появлению почти горизонтального (пологоого) участка на кривой, выраждающей зависимость σ_{bx} от $q(\lambda_b)$ (между точками 3 и 4, рис.11.13, а). Затем может проявиться преимущественное влияние снижения коэффициента σ_m , что приведет к уменьшению σ_{bx} .

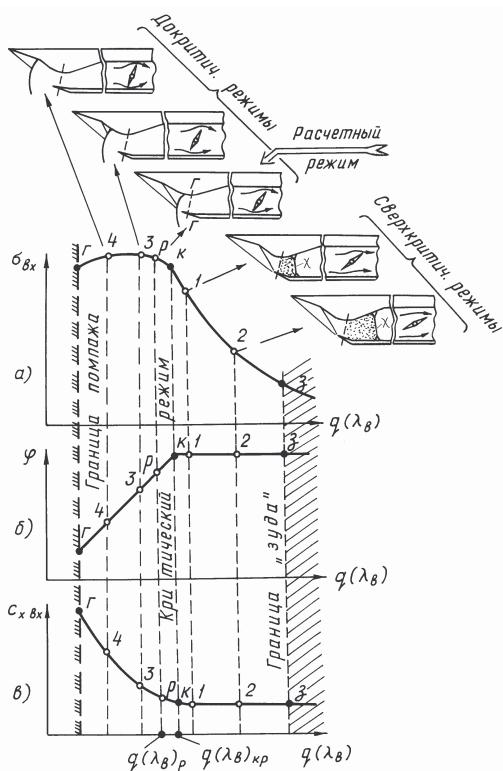


Рис.11.13. Режимы работы и параметры СВУ при дросселировании ($M_H = const$)

При дальнейшем снижении $q(\lambda_b)$ обычно **возникает неустойчивая работа СВУ – помпаж**. Режимы помпажа ограничиваются дроссельные характеристики слева (точки «Г» на рис.11.13). **На глубоких сверхкритических режимах возникает другая форма неустойчивой работы СВУ, именуемая «зудом»** (точки «3» на рис.11.13).

Существует и широко используется на практике еще один способ изображения дроссельных характеристик: коэффициенты σ_{bx} и $c_{x,bx}$ представляют в функции от коэффициента расхода φ (рис.11.14,а). Для заданного значения M_H зависимость $\sigma_{bx} = f(\varphi)$ состоит из вертикального и пологого участков. Вертикальный участок от точки «3» («зуд») до точки «к» (критический режим) соответствует сверхкритическим режимам, на которых $\varphi = \varphi_{max} = const$. Пологий участок от точки «к» до точки «Г» (граница помпажа), на котором достигается $\sigma_{bx max}$, относится к докритическим режимам.

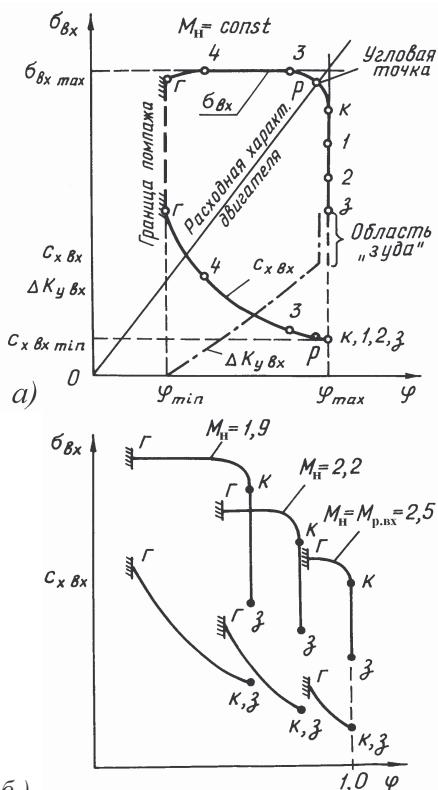


Рис.11.14. Дроссельные характеристики СВУ внешнего сжатия: режимы – p – расчетный; k – критический; $1,2,3$ – сверхкритические; $3,4$ – докритические

Мы рассмотрели дроссельную характеристику для расчетного числа M полета СВУ (при $M_H = M_{p,bx}$). При $M_H < M_{p,bx}$ дроссельные характеристики нерегулируемого СВУ в координатах $\sigma_{bx} = f(\varphi)$ смещаются влево (снижаются значения φ_{max}) и вверх (повышаются значения $\sigma_{bx max}$). В том же направлении смещаются зависимости $c_{x,bx} = f(\varphi)$. Увеличивается также протяженность пологих участков характеристик. Объясним причины такого влияния числа M полета (см.рис.11.14,б).

При $M_H < M_{p,bx}$ углы наклона косых скачков, как указа-

зывалось, увеличиваются и площадь F_H становится меньше площади $F_{\text{вх}}$ (рис.11.12). Это означает, что пропускная способность системы ко- сых скачков при уменьшении числа M_H снижается и коэффициент расхода Φ уменьшается. Уменьшение Φ ведет к возрастанию $c_{x\text{доп}}$. Ко-эффициент $\sigma_{\text{вх max}}$ при $M_H < M_{p\text{вх}}$ возрастает в результате увеличения коэффициента σ_m . Это объясняется тем, что при меньших скоростях движения воздуха, обтекающего поверхность торможения, уменьшается интенсивность скачков уплотнения и снижаются потери в них. Ко-эффициент $\sigma_{\text{тр}}$ изменяется в этих условиях мало, поэтому $\sigma_{\text{вх}}=\sigma_{\text{тр}}\sigma_m$ увеличивается.

При заданном числе M полета режимы работы СВУ, соответствующие условиям $\sigma_{\text{вх max}}$ и $c_{x\text{вх min}}$, как видно из рис.11.14, не совпадают между собой. С точки зрения получения $c_{x\text{вх min}}$ выгодно работать в точке « k », но при этом $\sigma_{\text{вх}} < \sigma_{\text{вх max}}$. В точке 3, где $\sigma_{\text{вх}} = \sigma_{\text{вх max}}$ (см.рис.11.14,*a*), имеется проигрыш в $c_{x\text{вх}}$ и снижается диапазон устойчивой работы. Поэтому при выборе расчетного режима работы СВУ предпочтение отдается так называемой **угловой точке дроссельной характеристики « p »**, лежащей на луче, проходящем через начало координат и пересечении линий $\sigma_{\text{вх max}}$ и Φ_{max} (см.рис.11.14,*a*). Работа СВУ внешнего сжатия на докритических режимах (помимо более высоких $\sigma_{\text{вх}}$) предпочтительна тем, что уровень пульсаций потока на выходе из СВУ на этих режимах ниже, чем на сверхкритических, где дополнительным возбудителем пульсаций потока служит взаимодействие скачка уплотнения χ с пограничным слоем.

11.7. РЕЖИМЫ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ НЕРЕГУЛИРУЕМОГО СВУ И ДВИГАТЕЛЯ

Если известна дроссельная характеристика СВУ при заданных условиях полета (M_H , α , β), то режим совместной работы СВУ и двигателя на этой характеристике определяется из условия равенства расходов воздуха через СВУ и двигатель (для сечений « $H-H$ » и « $v-v$ »):

$$m \frac{p_H^*}{\sqrt{T_H^*}} F_H q(\lambda_H) = m \frac{p_{\text{в}}^*}{\sqrt{T_{\text{в}}^*}} F_{\text{в}} q(\lambda_{\text{в}}). \quad (11.16)$$

Учитывая, что $T_{\text{в}}^* = T_H^*$; $p_{\text{в}}^* = \sigma_{\text{вх}} p_H^*$ и $F_H = \varphi F_{\text{вх}}$, это уравнение после его деления на $F_{\text{вх}}$ дает:

$$\varphi q(\lambda_H) = \sigma_{\text{вх}} \bar{F}_{\text{в}} q(\lambda_{\text{в}}) \quad (11.17)$$

или

$$\sigma_{\text{вх}} = k \varphi, \quad (11.18)$$

где

$$k = \frac{q(\lambda_H)}{q(\lambda_{\text{в}}) \bar{F}_{\text{в}}}.$$

Выражение (11.18) в координатах $\sigma_{\text{вх}} - \varphi$ представляет собой уравнение прямой, проходящей через начало координат, а коэффициент $k = \tan \alpha$ является тангенсом угла наклона этой прямой к оси абсцисс (рис.11.15,а). Совместный режим работы СВУ и двигателя соответствует точке пересечения этой прямой (*называемой расходной характеристикой двигателя*) с дроссельной характеристикой СВУ.

Пусть точка « p » соответствует расчетным условиям согласования СВУ и двигателя. При дросселировании двигателя и $M_H = \text{const}$, как видно из (11.18), вследствие уменьшения $q(\lambda_{\text{в}})$ увеличивается коэффициент k и, следовательно, угол наклона расходной характеристики двигателя (от α до α' , рис.11.15,а), и режим совместной работы двигателя с нерегулируемым СВУ перемещается из точки « p » в точку « p' », т.е. в сторону уменьшения φ и снижения запаса устойчивости. **Происходит неблагоприятное рассогласование режимов работы СВУ и двигателя.** Чем выше M_H , тем короче пологие ветки дроссельной характеристики и тем вероятнее возникновение неустойчивой работы СВУ

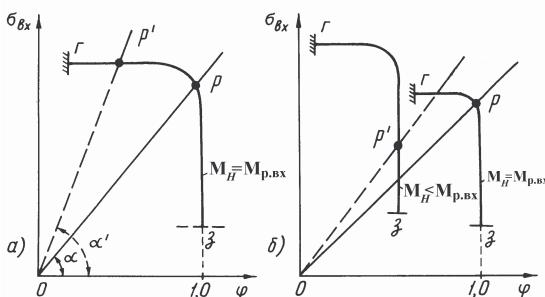


Рис.11.15. К определению режимов согласования СВУ и двигателя

при уменьшении частоты вращения двигателя. Поэтому летчику на некоторых сверхзвуковых самолетах запрещается уменьшать частоту вращения двигателя при $M_H > 1,4 \dots 1,5$.

Аналогичное рассогласование возникает (если СВУ является нерегулируемым) и при

изменении M_H . Например, при уменьшении M_H по сравнению с $M_{p,вх}$, как указывалось, у нерегулируемого СВУ дроссельная характеристика смещается влево и вверх (рис.11.15,б). Режим совместной работы определяется пересечением этой характеристики с новой расходной характеристикой двигателя, определяемой из уравнения (11.18). В рассматриваемом случае $q(\lambda_H)$ увеличивается. Возрастает, но в меньшей степени, также $q(\lambda_{вх})$. В результате пропускная способность нерегулируемого СВУ снижается в большей степени, чем двигателя, и совместный режим работы оказывается расположенным в точке « p' » вертикальной ветви дроссельной характеристики (рис.11.15,б). Помимо значительного снижения $\sigma_{вх}$ здесь усиливаются пульсации потока, возрастает параметр неоднородности потока W и возможно возникновение “зуда”.

Таким образом, у нерегулируемого СВУ при его совместной работе с двигателем на нерасчетных режимах происходит резкое ухудшение данных. **Это является основной причиной применения на современных сверхзвуковых самолетах регулируемых СВУ.**

11.8. НЕУСТОЙЧИВЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ СВЕРХЗВУКОВЫХ ВХОДНЫХ УСТРОЙСТВ

Помпаж СВУ представляет собой автоколебательный процесс изменения давления и расхода воздуха во внутреннем канале, который обусловлен периодическим разрушением и восстановлением системы косых скачков уплотнения головной волной. Возникновение помпажа возможно только на сверхзвуковых скоростях полета (при $M_H > 1,4 \dots 1,5$) и докритических режимах работы СВУ, на которых из-за недостаточной пропускной способности двигателя создаются условия для переполнения внутреннего канала сжатым воздухом. Рассмотрим механизм возникновения помпажных колебаний в СВУ внешнего сжатия.

Если СВУ работает на докритическом режиме (с головной волной на входе), то при его дросселировании головная волна перемещается против потока и частично разрушает систему косых скачков уплотнения, как показано на рис.11.16,а. Течение перед плоскостью входа становится существенно неравномерным, так как во внутренний канал втекают струи с различным уровнем полного давления. Периферийная струя воздуха I проходит лишь через один прямой скачок и имеет наи-

большие потери полного давления. Средняя струя II проходит через косой и прямой скачки, поэтому полное давление в ней оказывается более высоким. Еще большее полное давление имеет струя III , поскольку она проходит через два косых и прямой скачки. Но непосредственно у поверхности торможения полное давление резко снижается из-за потерь в пристеночном пограничном слое (см. эпюру давлений на рис.11.16, a).

Наличие струй воздуха с различным уровнем полного давления приводит к тому, что перед плоскостью входа образуются «ослабленные» зоны течения (в которых $p^* < p_{cp}^*$). Ими являются: периферийная струя I и пристеночная струя у поверхности торможения в зоне отрыва пограничного слоя. Через одну из них при значительном дросселировании СВУ могут происходить прорыв и выброс сжатого воздуха из внутреннего канала наружу. Выброс сжатого воздуха вызывает быстрое (практически мгновенное) перемещение головной волны против потока, в результате чего система косых скачков полностью разрушается. В переднем положении головная волна находится до тех пор, пока за счет опорожнения внутреннего канала давление в нем не станет меньше, чем давление перед плоскостью входа. Начиная с этого момента, наблюдается быстрое перемещение головной волны в обратном направлении – к входу во внутренний канал. При этом происходит восстановление системы косых скачков уплотнения и переход ВУ на сверхкритический режим работы. Внутренний канал начинает наполняться, давление в нем возрастает и под действием повышающегося противодавления скачок χ перемещается против потока, и вновь СВУ переходит на докритический режим. После переполнения внутреннего

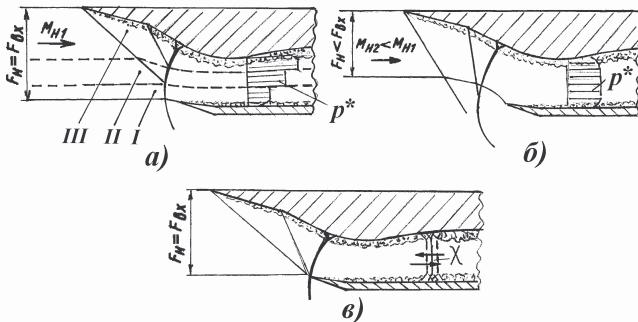


Рис.11.16. К объяснению возникновения режимов помпажа и «зуда» СВУ

канала воздухом и выбивания головной волны помпажный цикл вновь повторяется.

Колебания давления и расхода воздуха при помпаже являются низкочастотными, причем частота колебаний зависит от объема внутреннего канала. С увеличением этого объема повышается время опорожнения канала и уменьшается частота помпажных колебаний. Для СВУ сверхзвуковых самолетов она составляет обычно от 5 до 15 Гц. Амплитуда колебаний давления зависит от высоты и числа M полета. С увеличением M_H она возрастает и может достигать 30...50% от его среднего значения. Амплитуда колебаний давления зависит также от длины канала, подводящего воздух к двигателю: чем больше длина канала, тем сильнее проявляется инерционность столба воздуха, заполняющего канал, и тем интенсивнее становятся помпажные колебания.

В полете помпаж СВУ обнаруживается по резким продольным толчкам, которые являются следствием периодического изменения тяги двигателя, соответствующего колебаниям расхода воздуха. Кроме того, помпаж обычно сопровождается интенсивными «хлопками», а также сильной тряской.

Помпаж ВЗ в эксплуатации недопустим, поскольку он приводит к опасным последствиям. В ряде случаев он может вызвать неустойчивую работу компрессора ГТД, сопровождающуюся забросом температуры газа перед турбиной. Кроме того, в результате колебаний расхода воздуха при помпаже происходит периодическое обеднение топливной смеси в камерах сгорания, из-за чего возможно выключение форсажной камеры или всего двигателя (особенно в полетах на больших высотах). Наконец, при интенсивном помпаже ВЗ может произойти деформирование и даже разрушение обшивки его внутреннего канала под действием значительных знакопеременных нагрузок.

Основными способами предотвращения (или ликвидации) помпажа СВУ являются:

- **открытие створок перепуска** в целях выпуска части воздуха через створки и снижения давления во внутреннем канале, что предотвращает (или устраняет) его переполнение воздухом;

- **уменьшение пропускной способности системы косых скачков и горла**, осуществляемое путем соответствующего их регулирования (выдвижения конуса или панелей клина);

- **быстрое снижение скорости полета**, например, за счет выключения форсажа.

По мере уменьшения скорости полета косые скачки уплотнения все дальше отодвигаются от кромки обечайки, поскольку увеличиваются уг-

лы их наклона. При этом головная волна может удаляться от плоскости входа без разрушения системы скачков (рис.11.16,*б*). Этим объясняется отсутствие при числах $M_H < 1,4\dots 1,5$ помпажа даже в случае глубокого дросселирования СВУ.

«Зуд» СВУ проявляется в виде высокочастотных колебаний давления со сравнительно небольшой амплитудой. Частота колебаний обычно составляет 100…250 Гц, а относительная амплитуда колебаний давления не превышает 5…15% его среднего значения. Появление «зуда» возможно только на сверхкритических режимах, когда в СВУ поступает меньше воздуха, чем требуется двигателю в нормальных условиях работы, и противодавление за СВУ падает.

Причиной возникновения «зуда» является нестационарность течения в зонах отрыва, образующихся при взаимодействии пограничных слоев во внутреннем канале со скачком уплотнения χ (рис.11.16,*в*). Чем ниже по потоку располагается этот скачок, тем выше его интенсивность и больше толщина пограничных слоев перед ним. Тем значительнее размеры зон отрыва и степень неравномерности потока на выходе. Течение воздуха в зонах отрыва носит пульсационный характер, – давление в них периодически изменяется с высокой частотой. Пульсации давления в зонах отрыва сопровождаются высокочастотными колебаниями скачка χ относительно некоторого среднего положения (см. рис.11.16,*в*) и вызывают вибрации элементов конструкции ВУ, которые воспринимаются в виде «зуда».

Появление «зуда» сопряжено с рядом отрицательных последствий, главным из которых следует считать снижение запаса устойчивости компрессора из-за увеличения степени неравномерности и нестационарности потока на входе в него. Кроме того, вибрации при «зуде» оказывают не приятное физиологическое воздействие на летчика, а также могут нарушать нормальную работу самолетного оборудования, расположенного вблизи СВУ.

Эффективным средством ослабления «зуда» служит слив пограничного слоя с поверхности торможения через перфорацию и щель в области горла во внешний поток (см.рис.11.12,*а*), способствующий уменьшению размеров зон отрыва потока во внутреннем канале. «Зуд» может быть устранен также дросселированием двигателя или регулированием СВУ (уборкой конуса или панелей клина), т.е. средствами, способствующими наполнению канала воздухом.

Запас устойчивости СВУ $\Delta K_{y,вх}$ оценивают удалением рабочей точки (точки согласования) от границы помпажа. Величина $\Delta K_{y,вх}$ при каждом заданном значении числа M полета определяется по формуле (11.4). Поскольку $G_{в,пр} = G_{в} \sqrt{\frac{T_H^*}{288}} \frac{101300}{p_{в}^*}$, а $G_{в} = m \frac{p_{в}^*}{\sqrt{T_H^*}} q(\lambda_{в}) F_{в}$ и $q(\lambda_H) F_H = \sigma_{вх} q(\lambda_{в}) F_{в}$, то при $M_H = \text{const}$,

$$G_{в,пр} = m \frac{101300}{\sqrt{288}} q(\lambda_H) F_{вх} \frac{\Phi}{\sigma_{вх}} = 241 q(\lambda_H) F_{вх} \frac{\Phi}{\sigma_{вх}} = \text{const} \frac{\Phi}{\sigma_{вх}}. \quad (11.19)$$

Поэтому при использовании рассматриваемых характеристик СВУ удобнее пользоваться формулой

$$\Delta K_{y,вх} = \left[\frac{(\sigma_{вх}/\Phi)_{гр} - 1}{(\sigma_{вх}/\Phi)_{раб}} \right] 100\%, \quad (11.20)$$

где индексы «раб» и «гр» относятся к значениям параметров в рабочей точке и на границе помпажа соответственно.

Формула (11.20) аналогична формуле (5.9) для определения ΔK_y компрессора и оценивает запас устойчивости по угловому удалению рабочей точки от границы помпажа по кривой $\sigma_{вх} = f(\Phi)$.

При работе СВУ в угловых точках дроссельных характеристик величина $\Delta K_{y,вх}$ зависит от M_H . При уменьшении M_H пологие ветви дроссельных характеристик удлиняются и $\Delta K_{y,вх}$ повышается, что объясняется увеличением углов наклона косых скачков и уменьшением степени их взаимодействия с отошедшей головной волной. При $M_H < 1,4 \dots 1,5$ помпаж ВЗ уже не возникает, так как косые скачки значительно удаляются от плоскости входа и возможность их пересечения с головной волной исключается.

11.9. ЗАДАЧИ И СПОСОБЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ СВЕРХЗВУКОВЫХ ВХОДНЫХ УСТРОЙСТВ

Задача регулирования СВУ состоит в оптимальном согласовании режимов работы СВУ с режимами работы двигателя. Основная цель согласования – получение наивыгоднейших характеристик СУ по тяге и экономичности на всех режимах полета.

При этом одновременно должны обеспечиваться:

- требуемые запасы устойчивости СВУ (по $\Delta K_{y, \text{вх}}$);
- допустимый для двигателя уровень неравномерности и нестационарности потока воздуха на входе в компрессор (по параметру W).

Эти требования являются противоречивыми, поэтому в ряде случаев приходится допускать ухудшение характеристик СУ в целях обеспечения устойчивой работы СВУ или приемлемых величин параметра W .

Решение этой задачи достигается за счет надлежащего согласования производительностей двигателя и СВУ при каждом числе M полета. У двигателя она определяется *производительностью компрессора*, характеризуемой величиной $G_{\text{в.пр}}$ или $q(\lambda_{\text{в}}) = \text{const } G_{\text{в.пр}}$, а у СВУ – *пропускными способностями горла и системы скачков уплотнения*.

Поскольку величина $q(\lambda_{\text{в}})$ на каждом режиме работы двигателя известна, определение программы регулирования СВУ сводится к нахождению потребных значений величин $F_{\text{г}}$ и φ .

Потребная площадь горла у регулируемого СВУ на всех режимах полета должна быть оптимальной или близкой к ней, а поэтому $\lambda_{\text{г}} -$ близким к единице. Отсюда определяется *первое условие согласования*

$$q(\lambda_{\text{г}}) \approx 1. \quad (11.21)$$

Величина потребной площади горла $F_{\text{г.потр}}$ находится из условия равенства расходов воздуха для сечений « $\Gamma-\Gamma$ » и « $\vartheta-\vartheta$ ». В этом случае

$$p_{\text{г}}^* q(\lambda_{\text{г}}) F_{\text{г}} = p_{\text{в}}^* q(\lambda_{\text{в}}) F_{\text{в}}$$

и, следовательно, при $q(\lambda_{\text{г}}) = 1$ получим

$$\bar{F}_{\text{г.потр}} = \sigma_{\text{тр}} \bar{F}_{\text{в}} q(\lambda_{\text{в}}). \quad (11.22)$$

где $\sigma_{\text{тр}} = p_{\text{в}}^* / p_{\text{г}}^*$ – коэффициент потерь в дозвуковом канале (от сечения $\Gamma-\Gamma$ до сечения $\vartheta-\vartheta$), который при работе СВУ на докритических режимах изменяется мало, поэтому

$$\bar{F}_{\text{г.потр}} \approx \text{const } q(\lambda_{\text{в}}). \quad (11.23)$$

Отсюда следует, что *площадь горла СВУ в процессе его регулирования должна отслеживать изменение приведенного расхода воздуха через двигатель*, поскольку $q(\lambda_{\text{в}}) = \text{const } G_{\text{в.пр}}$.

Потребный коэффициент расхода СВУ $\Phi_{\text{потр}}$ должен быть таким, чтобы обеспечивался необходимый для двигателя расход воздуха с сохранением оптимальной структуры системы скачков уплотнения на входе в СВУ. Он определяется из условия равенства расходов воздуха для сечений «H-H» и «в-в» по формуле (11.17), которая в данном случае дает

$$\Phi_{\text{потр}} = \sigma_{\text{вх}} \frac{q(\lambda_{\text{в}})}{q(\lambda_{\text{H}})} \bar{F}_{\text{в}}. \quad (11.24)$$

Величина $\Phi_{\text{потр}}$ обеспечивается за счет регулирования углов установки панелей клина (и соответственно углов наклона косых скачков уплотнения) **для обеспечения работы СВУ в угловой точке дроссельной характеристики**.

Выполнение условий (11.23) и (11.24) в общем случае может быть достигнуто за счет независимого регулирования площади горла и углов установки панелей клина. В таком случае система регулирования получается **двуухпараметрической**, причем изменением β_{Σ} обеспечивается $\Phi_{\text{потр}}$, а регулированием площади горла – $\bar{F}_{\text{г.потр}}$.

При такой двухпараметрической системе регулирования площадь $F_{\text{г}}$ должна изменяться в соответствии с (11.23), а угол β_{Σ} – исходя из соотношения (11.24). Такое регулирование в конструктивном отношении является очень сложным.

У существующих СВУ применяются **однопараметрические системы регулирования**. За основу у них принимается регулирование площади горла в функции приведенного расхода воздуха в соответствии с зависимостью (11.23). Для этого используется один регулирующий фактор. В плоском СВУ им является параметр $L_{\text{кл}}$ (или $\bar{L}_{\text{кл}} = L_{\text{кл}}/L_{\text{кл}0}$), характеризующий абсолютное (или относительное) выдвижение панелей ступенчатого клина (см.рис.11.17,а), а форма поверхности клина кинематически связана с величиной площади горла. Поэтому каждому значению $L_{\text{кл}}$ однозначно соответствуют определенные значения $\bar{F}_{\text{г}}$ и β_{Σ} . В осесимметричном СВУ в этих целях используется осевое перемещение ступенчатого конуса.

Конструктивные схемы плоского и осесимметричного СВУ с однопараметрическим регулированием (при $m=2$, т.е. с двумя косыми скачками) показаны на рис.11.17. В плоском СВУ, как видно, шарнир W_1 установлен в точке излома поверхности торможения, образованной панелями 1 и 2. При выдвижении панели 2 площадь F_r уменьшается. В этом случае при условии $M_H = \text{const}$, как видно из рис.11.17, a, угол наклона первого косого скачка не изменяется, а второго - уменьшается. Этим обеспечивается снижение площади F_H и коэффициента расхода φ при сохранении расположения головной волны вблизи плоскости входа. Панель 3 кинематически связана с панелью 2, причем выдвижение обеих панелей при уменьшении F_r приводит одновременно к увеличению площади (ширины) щели для слива

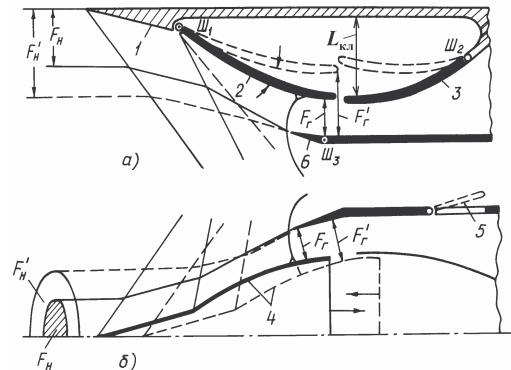


Рис.11.17. Схемы однопараметрического регулирования плоского (a) и осесимметричного (б) СВУ при $M_H = \text{const}$

пограничного слоя, толщина которого, как указывалось, увеличивается с ростом M_H и β_Σ . Поскольку условие (11.24) в этом случае выполняется приближенно, происходит некоторое ухудшение данных СВУ на нерасчетных режимах. Если, например, при оптимальной для данного режима площади горла потребный коэффициент расхода будет меньше оптимального, то требуемое снижение φ произойдет за счет небольшого перемещения головной волны против потока. Это вызовет некоторое отклонение от угловой точки характеристики СВУ в сторону увеличения $c_{x\text{вх}}$ и снижения $\Delta K_{y\text{вх}}$.

В осесимметричном СВУ (рис.11.17, б) регулирование осуществляется осевым перемещением ступенчатого конуса 4. При выдвижении конуса косые скачки уплотнения (если $M_H = \text{const}$) удаляются от плоскости входа без изменения углов наклона и взаимного расположения. При этом коэффициент расхода $\varphi_{\text{расп}}$ снижается, поскольку уменьшается площадь захватываемой струи воздуха F_H (на рис.11.17, б площадь F_H заштрихована).

Одновременно с уменьшением $\Phi_{\text{расп}}$ за счет наличия угла наклона обечайки снижается площадь горла, причем сечение горла приближается к плоскости входа. У осесимметричного СВУ диапазон возможного изменения площади горла и коэффициента расхода существенно меньше, чем у плоского, поэтому обеспечить выполнение условия оптимального согласования можно лишь в ограниченном диапазоне изменения M_H . Как правило, выдвижение конуса по мере разгона самолета заканчивается до достижения максимального числа M полета. В таких случаях в качестве дополнительного регулируемого элемента используют расположенные за горлом створки перепуска 5. Открытие створок перепуска при больших M_H , когда конус полностью выдвинут, позволяет предотвратить переполнение СВУ воздухом и чрезмерное удаление головной волны от плоскости входа, что способствует снижению дополнительного сопротивления и повышению запаса устойчивости. Поскольку диапазон возможного изменения Φ и F_T в плоском СВУ значительно шире, чем в осесимметричном, у них обычно створки перепуска не применяются.

У плоских СВУ имеется дополнительная возможность регулирования площади входа поворотом обечайки 6 относительно шарнира $Ш_3$ (см.рис.11.17,*a*). Отклонение обечайки наружу в условиях взлета обеспечивает плавное втекание воздуха во внутренний канал и уменьшает потери, связанные с отрывом потока с ее острых передних кромок. При сверхзвуковых скоростях полета независимое регулирование обечайки позволяет поддерживать все время головную волну вблизи передней кромки обечайки, чем может быть предотвращено явление «пелены» (см.ниже).

11.10. ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕГУЛИРУЕМЫХ СВЕРХЗВУКОВЫХ ВХОДНЫХ УСТРОЙСТВ. ПРОГРАММЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Исходными данными для формирования программ регулирования СВУ являются результаты испытаний их моделей (в комплекте с элементами ЛА) в аэродинамических трубах. Характеристики моделей СВУ определяются для ряда значений M_H , а также углов α и β при различных положениях регулируемых элементов. В качестве примера на рис.11.18 приведены характеристики плоского СВУ, регулируемого перемещением клина, для одного числа M полета при $\alpha=\beta=0$. Они построены при различных значениях относительного выдвижения ступенчатого клина $\bar{L}_{\text{кл}}=L_{\text{кл}}/L_{\text{кл}0}$ (см. рис.11.12) и охватывают всю совокуп-

ность возможных режимов работы СВУ по $\bar{L}_{\text{кл}}$ и кинематически связанной с ним величиной угла β_{Σ} при заданном M_H . Как видно, выдвижение клина смещает дроссельную характеристику влево и вверх. Объясняется это тем, что увеличиваются углы наклона косых скачков на тех

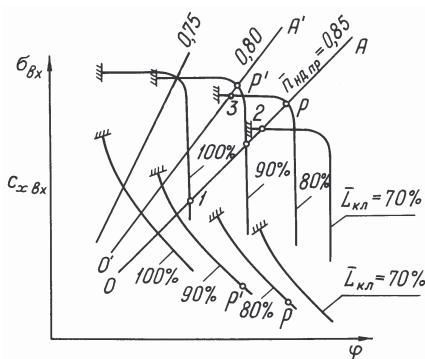
панелях, на которых возрастают углы их установки. Это вызывает уменьшение коэффициента расхода. Удаление косых скачков от плоскости входа приводит к удлинению пологих ветвей дроссельных характеристик. Повышение $\sigma_{\text{вх}}$ объясняется увеличением угла β_{Σ} и приближением его к $\beta_{\Sigma\text{опт}}$ (см. рис.11.9).

Прямая OA на рис.11.18 является расходной характеристикой двигателя, построенной по формуле (11.18), где угол ее наклона найден по потребному значению

Рис.11.18. Дроссельные характеристики регулируемого ВЗ при $M_H = \text{const}$ и различных значениях $\bar{L}_{\text{кл}}$

$q(\lambda_{\text{в}})$ для того же M_H и заданного режима двигателя (в данном случае при $\bar{n}_{\text{НД.пр}} = 0,85$). Каждому значению $\bar{L}_{\text{кл}}$ соответствуют свои точки пересечения дроссельных характеристик СВУ с расходной характеристикой двигателя. Как видно из рис.11.18, если клин сильно выдвинут, пропускная способность СВУ оказывается ниже потребной для двигателя и согласование режимов осуществляется в точке 1 в области сверхкритических режимов – при низких значениях $\sigma_{\text{вх}}$ и φ . При чрезмерной уборке клина пропускная способность СВУ оказывается большей потребной для двигателя и согласование режимов осуществляется в точке 2 вблизи границы устойчивой работы. **Наивыгоднейшее согласование режимов обеспечивается вблизи угловой точки «р» дроссельной характеристики** при некотором оптимальном для данных условий значении $\bar{L}_{\text{кл}} = \bar{L}_{\text{кл.опт}}$ (на рис.11.18 при $\bar{L}_{\text{кл}} = 80\%$).

При дросселировании двигателя и снижении в соответствии с этим $\bar{n}_{\text{НД.пр}}$ (в данном случае от 0,85 до 0,8) угловой коэффициент k в уравнении (11.18) увеличивается, угол наклона расходной харак-



теристики возрастает (лучи $O'A'$), и точка согласования при неизменном положении клина перемещается к границе устойчивых режимов (точка 3 на рис.11.18). Для согласования ВЗ и двигателя в этих условиях требуется осуществлять выдвижение клина (на рис.11.18 от $\bar{L}_{\text{кл}} = 80\%$ до $\bar{L}_{\text{кл}} = 90\%$). Тогда оптимальный режим СВУ будет соответствовать точке « p' ».

Указанным способом при каждом заданном значении M_H и соответствующем этому M_H режиму работы двигателя определяются оптимальные величины $\bar{L}_{\text{кл}}$. Одновременно по характеристике СВУ определяются запасы устойчивости при различных M_H .

У регулируемых СВУ, помимо $\Delta K_{y,\text{вх}}$, определяемого по формуле (11.20), принято рассматривать запас устойчивости по перемещению регулируемого элемента. Запас устойчивости по перемещению клина находится по формуле:

$$\Delta \bar{L}_{\text{кл}} = \pm \frac{\Delta L_{\text{кл}}}{L_{\text{кл,раб}}} \cdot 100\% , \quad (11.25)$$

где $L_{\text{кл,раб}}$ – рабочее положение регулируемого клина, $\Delta L_{\text{кл}} = L_{\text{кл,раб}} - L_{\text{кл,гр}}$ – максимальное отклонение клина от рабочего положения до положения $L_{\text{кл,гр}}$, при котором еще сохраняется устойчивая работа СВУ при данном значении M_H .

Поскольку при однопараметрической системе регулирования СВУ все его геометрические параметры однозначно между собой связаны, изменение регулируемых параметров может быть представлено вместо $\bar{L}_{\text{кл}}$ в функции, например, угла β_Σ . На рис.11.19 приведено изменение по углу β_Σ значений углов β_2 и β_3 , площади горла F_r и площади щели для слива пограничного слоя $F_{\text{щ}}$ для СВУ, схема которого была изображена на рис.11.12,а. Здесь угол β_1 не изменяется, а β_2 увеличивается с возрастанием β_Σ . Площадь F_r с ростом β_Σ уменьшается, а площадь $F_{\text{щ}}$ увеличивается.

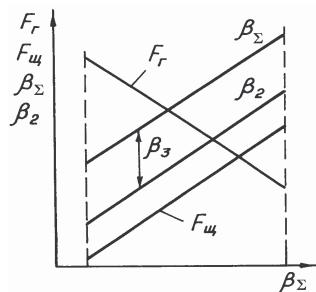


Рис.11.19. Изменение регулируемых параметров СВУ по углу β_Σ

На современных сверхзвуковых самолетах применяются **программные системы регулирования СВУ**. В таких системах управление регулируемыми элементами производится по заранее подобранный указанным способом **жесткой программе**, которая должна по возможности наиболее полно учитывать влияние на работу СВУ основных внешних факторов – числа M полета, частоты вращения ротора (например, $n_{\text{НД}}$), температуры T_H . Такая типовая программа однопараметрического регулирования СВУ представлена на рис.11.20. Здесь показана зависимость $\bar{L}_{\text{кл}}$ от π_k^* . Иногда замену $\bar{L}_{\text{кл}}$ рассматривают угол β_Σ , а вместо π_k^* величину $\bar{n}_{\text{НД,пр}}$, поскольку между указанными величинами имеется однозначная зависимость. Система программного регулирования включается обычно при $M_H > 1,3 \dots 1,35$. При этом клин, который при меньших M_H находился в полностью убранном положении ($\bar{L}_{\text{кл}} = 0$), занимает положение, соответствующее имеющемуся значению π_k^* (или $\bar{n}_{\text{НД,пр}}$) у двигателя на этом режиме. Далее значения $\bar{L}_{\text{кл}}$ отслеживают изменение π_k^* . Уменьшение π_k^* происходит при увеличении M_H , уменьшении $n_{\text{НД}}$ и увеличении T_H . Во всех этих случаях клин выдвигается в соответствии с зависимостью, показанной на рис.11.20. Величина $\bar{L}_{\text{кл}} = 100\%$ соответствует максимальному выдвижению клина.

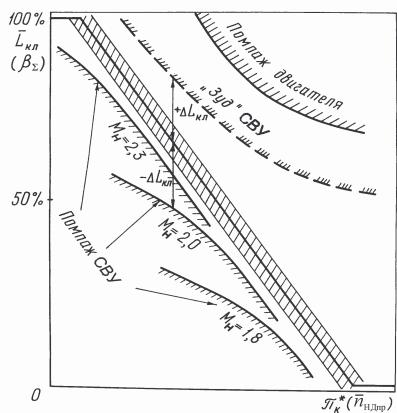


Рис.11.20. Типовая программа однопараметрического регулирования СВУ

Программа регулирования должна выбираться с таким расчетом, чтобы во всем эксплуатационном диапазоне изменения $\bar{n}_{\text{НД,пр}}$ (или π_k^*) обеспечивались необходимые запасы устойчивости СВУ по помпажу при достаточном удалении режимов работы от области интенсивного «зуда». На рис.11.20 показаны границы помпажа и «зуда» СВУ. Границы помпажа определены для трех значений $M_H = 1,8; 2,0; 2,3$. Граница «зуда» практически не зависит от M_H . Здесь $-\Delta L_{\text{кл}}$ – за-

пас по помпажу, а $+\Delta L_{\text{кл}}$ – по началу «зуда». В области интенсивного «зуда», как видно, возникает потеря ГДУ двигателя.

В условиях полета программное значение регулирующего фактора (в данном случае – $\bar{L}_{\text{кл}}$) выдерживается неточно. Возможные отклонения связаны с погрешностями системы регулирования (эта область на рис.11.20 заштрихована). По опыту эксплуатации эти погрешности, обусловленные производственными отклонениями и неточностями систем измерения, составляют $\pm 2\%$ от полного хода регулируемого элемента.

Формирование однопараметрической программы регулирования СВУ осуществляется с одновременным определением зависимостей $\sigma_{\text{вх}}$; Φ ; $c_{x\text{вх}}$; $\Delta K_{y\text{вх}}$; W и др. параметров от числа M полета. Для этого используются характеристики СВУ, полученные для ряда чисел M_H (см. рис.11.18). Вначале для каждого значения M_H определяют режим двигателя, характеризуемый величиной $\bar{n}_{\text{НД.пр}}$, и по рабочей линии на характеристике компрессора находят величины $\bar{n}_{\text{НД.пр}}$ и $q(\lambda_{\text{в}})$. Затем при найденном значении $\bar{n}_{\text{НД.пр}}$ определяют расходную характеристику (OA на рис.11.18) и находят $\bar{L}_{\text{кл}}$, $\sigma_{\text{вх}}$, Φ и другие величины. По найденным значениям $\bar{L}_{\text{кл}}$ при различных $\pi_{\text{к}}^*$ строят среднестатистическую зависимость $\bar{L}_{\text{кл}} = f(\pi_{\text{к}}^*)$, поскольку каждому значению $\bar{n}_{\text{НД.пр}}$ и соответственно $\bar{L}_{\text{кл}}$ отвечает ряд значений M_H . Если при некоторых режимах полета режим согласования значительно отступает от угловой точки дроссельной характеристики, может быть введена **коррекция** на зависимость $\bar{L}_{\text{кл}} = f(\pi_{\text{к}}^*)$. Может также потребоваться коррекция на такие не учитываемые данной программой факторы, как изменение угла атаки, влияние переходных режимов работы ГТД и т.п.

Пример характеристик регулируемого СВУ при его работе в системе силовой установки приведен на рис.11.21. Расчетный режим, когда $\Phi=1$, здесь соответствует $M_{p\text{вх}} = 2,5$. При уменьшении M_H коэффициент расхода снижается, а $c_{x\text{вх}}$ возрастает и достигает максимума при $M_H \approx 1,2$. Коэффициент $\sigma_{\text{вх}}$ при уменьшении M_H увеличивается в данном случае от 0,80 при $M_H = 2,5$ до 0,95 при $M_H = 1,5$. Здесь также показан характер изменения $\Delta K_{y\text{вх}}$ и W . Такие зависимости используются при расчете характеристик двигателя и СУ.

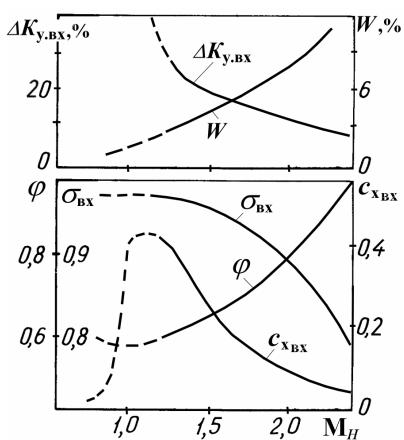


Рис.11.21. Характеристики регулируемого СВУ по числу M полета

титульных режимов работы СВУ при минимальных значениях необходимого противопомпажного запаса $\Delta K_{y,bx}$. Однако их практическая реализация затрудняется необходимостью размещения большого числа быстродействующих датчиков для получения достоверных осредненных значений измеряемых параметров при наличии значительной неравномерности потока.

В замкнутых системах регулирования, которые в настоящее время только разрабатываются, управление регулируемыми элементами осуществляется по принципу поддержания постоянства одного из параметров, непосредственно определяющего состояние потока в СВУ на оптимальных режимах его работы. В качестве таких параметров могут быть использованы, например, скорость потока в горле, месторасположение головной волны относительно плоскости входа, отношение полного давления в горле к полному давлению перед двигателем и др.

Преимущество замкнутых систем перед программными состоит в возможности более точного выдерживания оптимальных значений необходимого

Стартовая механизация СВУ применяется для предотвращения срыва потока с острых передних кромок обечайки и повышения σ_{bx} и расхода воздуха через двигатель на взлете и при малых дозвуковых скоростях полета. В этих целях система регулирования должна обеспечивать максимально возможное раскрытие горла за счет установки подвижных панелей СВУ в полностью убранное положение. Дополнительным мероприятием, позволяющим снизить потери полного давления и увеличить расход воздуха на взлете, является применение створок подпитки (впускных створок). Створки подпитки (см.рис.11.7), устанавливаемые за горлом ВЗ, открываются внутрь под действием разрежения в канале, возникающего при работе двигателя на старте и в полете с малыми скоростями. Использование створок подпитки снижает потери тяги на взлете, а также повышает запас устойчивости компрессора за счет уменьшения интенсивности срывов потока с входных кромок ВЗ.

При разбеге, во время взлета и посадки самолета в двигатель через ВЗ могут попадать посторонние предметы. Для предотвращения этого явления устанавливают защитные сетки, во время выдвижения которых

вследствие загромождения входного сечения возникают потери, что снижает $\sigma_{\text{вх}}$ и влечет за собой уменьшение расхода воздуха и тяги двигателя. Ослабить уменьшение $\sigma_{\text{вх}}$ удается открытием окон или жалюзей подпитки, расположенных в верхней части входного устройства.

11.11. ВЛИЯНИЕ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ СВУ МЕСТА РАЗМЕЩЕНИЯ НА ПЛАНЕРЕ И ИЗМЕНЕНИЯ УГЛОВ АТАКИ И СКОЛЬЖЕНИЯ САМОЛЕТА

Место размещения ВУ на ЛА влияет на поля скоростей и давлений на входе в ВУ, а следовательно, на внешнее обтекание, внутреннее течение воздуха и интерференцию между элементами ВУ и планера. Должен обеспечиваться слив пограничного слоя, образующегося на поверхности планера перед ВУ. Целесообразно располагать СВУ в области сверхзвукового потока, предварительно заторможенного элементами планера (крылом или его наплывом, фюзеляжем). Необходимо исключить попадание скачков уплотнения и вихревых следов от элементов планера и различных самолетных надстроек и приборов в СВУ на основных режимах полета самолета.

Путем надлежащего выбора места размещения ВУ вблизи поверхности ЛА можно значительно улучшить его работу в условиях полета с большими углами атаки и скольжения, что особенно важно при маневрировании самолета. Степень влияния изменения углов α и β на характеристики ВУ зависит от его схемы, числа M полета и компоновки на ЛА.

Лобовые осесимметричные СВУ, применявшиеся на реактивных самолетах второго поколения, одинаково чувствительны как к положительным, так и к отрицательным углам атаки и к углам скольжения. Эта их чувствительность объясняется нарушением симметрии обтекания ступенчатого конуса,

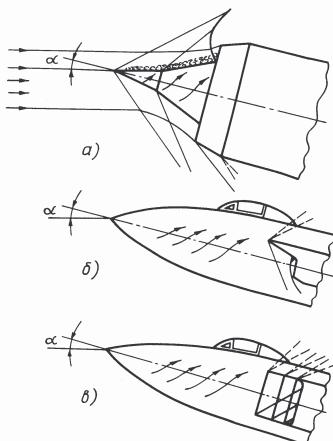


Рис.11.22. Влияние угла атаки на течение воздуха в осесимметричном (а) и плоском СВУ с горизонтальным (б) и вертикальным (в) расположением клина

приводящим к изменению характера течения воздуха во внутреннем канале. С наветренной стороны углы β_i увеличиваются, и поэтому возрастает интенсивность косых скачков уплотнения и степень повышения давления воздуха в них. На подветренной стороне наблюдается противоположная картина (рис.11.22,а). Различная степень повышения давления воздуха на наветренной (снизу на рис.11.22,а) и подветренной (сверху на рис.11.22,а) сторонах поверхности торможения вызывает поперечное перетекание потока, которое приводит к стеканию пограничного слоя в зону пониженного давления и его отрыву, как показано на рис.11.22,а. Это создает значительную нестационарность и окружную неравномерность потока и вызывает снижение коэффициентов $\sigma_{\text{вх}}$, Φ и $\Delta K_{y,\text{вх}}$ и увеличение W .

Плоские СВУ, как правило, обтекаются потоком воздуха, возмущенным ЛА. Наиболее типичными являются три компоновки СВУ: под фюзеляжем или крылом (нижняя), сверху фюзеляжа или крыла (верхняя) и сбоку от фюзеляжа (боковая). При этом поверхность торможения может быть расположена горизонтально или вертикально. На рис.11.23 приведены некоторые наиболее характерные из числа указанных компоновок. Компоновки *б*, *в* и *г* имеют горизонтальное расположение клина, а компоновка *а* – вертикальное.

Компоновка влияет на параметры потока перед входом в СВУ. **При боковом расположении** (рис.11.23, *а* и *б*) вследствие скоса потока перед плоскостью входа из-за поперечных перетеканий воздуха на боковой поверхности фюзеляжа местные углы атаки α_m оказываются в

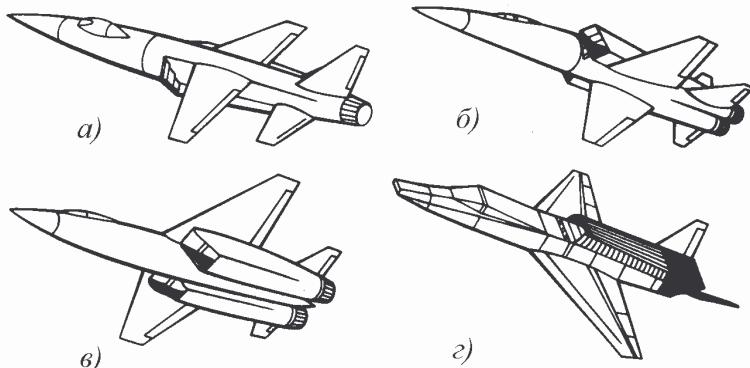


Рис.11.23. Характерные компоновки СВУ на ЛА

1,3...1,5 раза большими углов атаки носовой части фюзеляжа. Влияние изменения α на характеристики СВУ в этом случае существенно зависит от расположения ступенчатого клина.

При верхнем горизонтальном расположении клина у плоских СВУ (рис. 11.23,б) на дозвуковых скоростях полета обеспечиваются лучшие характеристики по α , чем у осесимметричных СВУ. При сверхзвуковых скоростях в некотором диапазоне увеличения угла атаки их характеристики даже улучшаются: наблюдается повышение коэффициентов σ_{bx} и φ с увеличением α . Рост коэффициента σ_{bx} объясняется повышением интенсивности косых скачков уплотнения в связи с увеличением углов наклона панелей клина по отношению к направлению набегающего потока и приближением β_Σ к $\beta_{\Sigma\text{опт}}$. Коэффициент φ повышается в результате увеличения площади поперечного сечения захватываемой струи F_H при неизменной площади входа F_{bx} .

На рис.11.24 показаны схемы течения на входе в плоское СВУ с верхним горизонтальным расположением клина при различных α , а на рис.11.25 – его характеристики по α . Как видно из рис.11.24,а, площадь F_H при увеличении α возрастает. Она может стать даже больше, чем F_{bx} . Но при очень значительном увеличении α (рис.11.24,б) угол β_Σ оказывается больше $\beta_{\Sigma\text{опт}}$ и коэффициент σ_{bx} начинает уменьшаться. Снижается также коэффициент φ , так как площадь горла становится недостаточной для пропуска всего воздуха, проходящего через систему скачков.

На отрицательных углах атаки (рис.11.24,в) углы наклона и интенсивность косых скачков

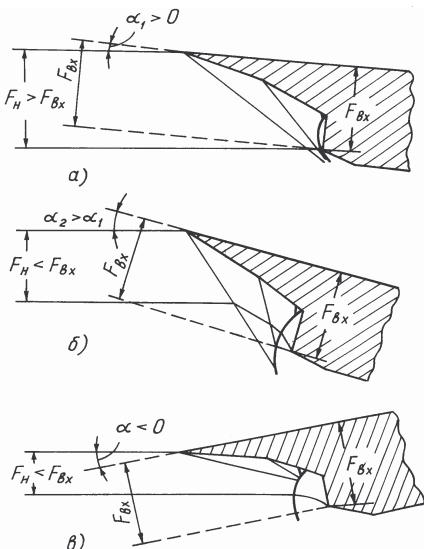


Рис.11.24. Схемы течения на входе в плоское СВУ с горизонтальным расположением клина при различных α

уменьшаются, а число M перед головной волной и потери в ней резко возрастают, что вызывает снижение σ_{bx} . Уменьшение площади захвата струи приводит к снижению φ . Частичное разрушение косых скачков головной волной при больших положительных и отрицательных α вызывает снижение запаса устойчивости. Это видно из рис.11.25, где на дроссельные характеристики СВУ при различных α нанесена расходная характеристика двигателя. При больших положительных и особенно при отрицательных α происходит уменьшение σ_{bx} и снижение $\Delta K_{y,bx}$.

СВУ рассматриваемой компоновки нашли применение на самолетах МиГ-25 и МиГ-31, а также F-14 и F-15. При $M_H > 2$ у таких ВЗ возможен на больших углах атаки отрыв потока с боковой и нижней поверхности фюзеляжа, который вызывает ухудшение характеристик ВЗ и получил название «*пелены*». При возникновении «пелены» резко падает коэффициент σ_{bx} и возрастает неоднородность потока перед двигателем. Причиной «пелены» является увеличение интенсивности головной волны перед плоскостью входа, которая, воздействуя на пограничный слой фюзеляжа, вызывает его отрыв. Чем выше M_H , тем при меньших α может возникать это явление.

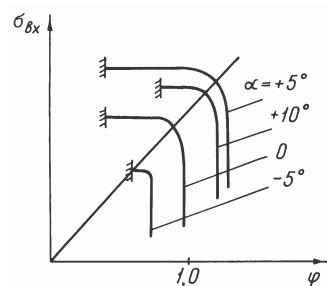


Рис.11.25. Дроссельные характеристики плоского СВУ с горизонтальным расположением клина при $M_H = \text{const}$ и различных углах атаки

ния, как указывалось, получаются более высокими, чем углы атаки ЛА. Этим усугубляется вредное влияние изменения α на характеристики ВУ. При косом обдуве обтекание ступенчатого клина становится пространственным (см.рис.11.22, δ), причем на наветренной стороне образуются скачки уплотнения и возможен отрыв потока с передней кромки нижней боковой щеки, а на подветренной – волны разрежения. Это приводит к снижению коэффициентов φ и σ_{bx} и к росту неравномерности полей скоростей и давлений в канале СВУ и на входе в двигатель. Для выравнивания потока применяют специальные горизонтальные перегородки, устанавливаемые на начальном участке.

стке внутреннего канала. СВУ этой схемы применялись на самолетах МиГ-23 и F-4 «Фантом».

Подкрыльевые СВУ (см.рис.11.23,в) *имеют наиболее благоприятные характеристики при больших положительных углах атаки.* Под наплывом крыла поле скоростей по направлению является более стабильным, чем у боковой поверхности фюзеляжа. На самолетах Су-27 при этом обеспечивается допустимый уровень неравномерности потока в диапазоне углов атаки от 0 до 360°. При сверхзвуковых скоростях полета к тому же крыло используется в качестве первой ступени торможения потока. Как было показано на рис.11.11, от передней кромки крыла при сверхзвуковых скоростях полета отходит косой скачок уплотнения, в котором происходит поворот и торможение сверхзвукового потока, – местное число M становится меньшим M_H , а местный угол атаки практически не изменяется, так как направление скорости на входе в СВУ сохраняется параллельным нижней поверхности крыла. Это улучшает характеристики ВУ на углах атаки. Коэффициент σ_{bx} у этих СВУ увеличивается или практически не снижается до углов атаки 15...20°.

В подкрыльевой компоновке наибольшие трудности возникают при сверхзвуковых скоростях полета и отрицательных углах атаки. При $\alpha < 0$ с передних кромок крыла сбегают вихри, которые, с учетом углов скольжения, занимают область полуразмаха крыла. Вихри, попадая в ВУ, приводят к резкому ухудшению его характеристик. Но при дозвуковых скоростях полета ухудшение характеристик при $\alpha < 0$ является менее значительным и даже удается обеспечить работоспособность СУ при круговой обдувке ($\alpha = 0...360^\circ$). Такие СВУ применены на самолетах-истребителях четвертого поколения Су-27 и МиГ-29. Некоторое улучшение характеристик подкрыльевых ВЗ при отрицательных углах атаки может быть достигнуто в подкрыльевой компоновке при вертикальном расположении клина («Конкорд», Ту-160, В-1).

Верхнее расположение ВУ (см.рис.11.23,г) дает снижение радиолокационной заметности, но всегда сопряжено с ухудшением его данных. В этом случае при больших углах атаки местное число M перед ВУ становится большим M_H и, хотя стабилизирующее влияние поверхностей фюзеляжа и крыла на изменение местного угла атаки сохраняется, но на этой поверхности увеличивается толщина погранич-

ногого слоя и появляются отрывные зоны, что в целом усиливает неравномерность и нестационарность потока на входе в двигатель.

Для улучшения условия работы ВУ на положительных углах атаки их геометрическую ось располагают под некоторым углом “заклинивания” α_0 по отношению к строительной горизонтали самолета. Угол “заклинивания” выбирают обычно $-2\ldots-4^\circ$, что позволяет понизить на соответствующую величину скос потока перед ВУ в полете с большими положительными углами атаки.

11.12. ВХОДНЫЕ УСТРОЙСТВА ДЛЯ БОЛЬШИХ СВЕРХЗВУКОВЫХ И ГИПЕРЗВУКОВЫХ СКОРОСТЕЙ ПОЛЕТА

Для сверхзвуковых ЛА с $M_{H\max}$ до $3,0\ldots3,5$ применяются **СВУ**

внешнего сжатия. При более высоких скоростях полета характеристики СВУ этого типа существенно ухудшаются, – растет их внешнее сопротивление и интенсивно снижается коэффициент $\sigma_{\text{вх}}$. Это объясняется тем, что с ростом M_H нужно увеличивать число косых скачков уплотнения и соответственно угол β_Σ , чтобы обеспечивались малые потери полного давления в замыкающем прямом скачке уплотнения (головной волне). Но увеличение β_Σ приводит к повышению градиента давления на поверхности торможения и взаимодействие скачков с пограничным слоем в местах ее излома усиливается (рис.11.26). Косые скачки уплотнения, возникающие при поворотах сверхзвукового потока, не достигают поверхности торможения, поскольку вблизи нее скорость потока дозвуковая. Но появляются утолщения пограничного слоя перед скачками и его вздутие, приводящее к образованию λ -образных разветвлений. При увеличении интенсивности, например, i -го косого скачка AB (см.рис.11.26), когда $\beta_i > \beta_{i\text{отр}}$, происходит набухание пограничного слоя и его отрыв. Чтобы избежать отрыва по-

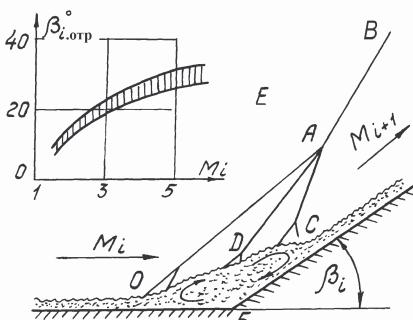


Рис.11.26. Взаимодействие i -го косого скачка с пограничным слоем. Зависимость $\beta_{i\text{отр}}$ от M_i

ка, не достигают поверхности торможения, поскольку вблизи нее скорость потока дозвуковая. Но появляются утолщения пограничного слоя перед скачками и его вздутие, приводящее к образованию λ -образных разветвлений. При увеличении интенсивности, например, i -го косого скачка AB (см.рис.11.26), когда $\beta_i > \beta_{i\text{отр}}$, происходит набухание пограничного слоя и его отрыв. Чтобы избежать отрыва по-

тока приходится ограничивать значения допустимых углов β_Σ , что неизбежно приводит к увеличению интенсивности замыкающего прямого скачка. За счет этого резко снижаются величины $\sigma_{\text{вх}}$ у СВУ внешнего сжатия с ростом M_H . Помимо этого, у СВУ внешнего сжатия в соответствии с возрастанием угла β_Σ приходится увеличивать угол обечайки $\beta_{\text{об.вн}}$ и длину ее наклонного участка, что вызывает возрастание внешнего сопротивления. Поэтому для самолетов, имеющих M_H более 3,0...3,5, *оказывается целесообразным переход к ВУ смешанного сжатия*.

Входные устройства смешанного сжатия характерны тем, что в системе внешних косых скачков уплотнения осуществляется только частичное торможение сверхзвукового потока, что требует меньшего его отклонения от осевого направления. При этом условии удается обеспечить сверхзвуковое втекание воздуха во внутренний канал при меньших углах $\beta_{об.вн}$. Дальнейшее торможение сверхзвукового потока происходит в серии косых скачков, располагающихся во внутреннем канале. *За счет увеличения общего числа косых скачков уплотнения и малого отклонения потока от осевого направления удается уменьшить число M перед замыкающим скачком, снизить потери полного давления на этом скачке и увеличить коэффициент восстановления полного давления $\sigma_{вх}$.* При этом требуется специальное профилирование внутреннего канала. Он должен иметь достаточную длину, сужающуюся форму (в соответствии со степенью торможения сверхзвукового потока) и систему управления пограничным слоем.

Расчетная схема течения в СВУ смешанного сжатия для самолета с $M_{H\max}=3$ представлена на рис.11.27. Здесь до плоскости входа отклонение потока в двух внешних косых скачках составляет всего 12° , что позволяет иметь малый угол $\beta_{об}$. Максимальное отклонение потока от оси за третьим косым скачком составляет 16° , а в после-

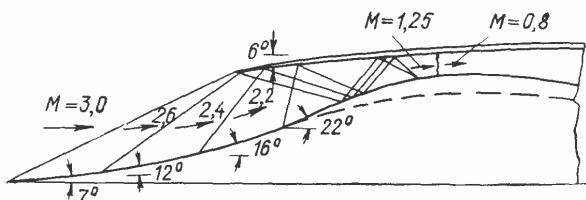


Рис.11.27. Расчетная схема течения в ВУ смешанного сжатия

дующих косых скачках происходит уже обратный поворот потока в сторону оси СВУ. Перед замыкающим прямым скачком поток затормаживается до $M = 1,25$ и имеет практически осевое направление.

Угол обечайки $\beta_{об.вн}$ у СВУ смешанного сжатия выбирается таким образом, чтобы обтекание его передней кромки осуществлялось без появления головной волны на входе. **Малые значения углов** $\beta_{об.вн}$, **а также наличие перед обечайкой не головной волны, а сравнительно слабого косого скачка, являются причиной снижения внешнего сопротивления ВУ смешанного сжатия.**

Во внутреннем канале за счет взаимодействия скачков уплотнения с пограничным слоем образуется течение со сложной системой λ - и χ -образных скачков уплотнения и зон отрыва. Вместо одного замыкающего прямого скачка в области горла возникает серия скачков, получившая название *псевдоскачка*. **Псевдоскачком называют область течения газа во внутреннем канале СВУ, где под действием противодавления на выходе происходит переход сверхзвукового течения в дозвуковое.** Его отличие от прямого скачка связано с влиянием пограничного слоя. Вариант структуры потока в области псевдоскачка показан на рис.11.28.

Повышенное противодавление передается по дозвуковому пристеночному пограничному слою вверх по потоку и вызывает его отрыв (зона *A*, рис.11.28). В результате обтекания этой зоны сверхзвуковым потоком (при $\beta > \beta_{отр}$) появляется в данном случае мостообразный скачок (прямой скачок *a-a* с λ -образными разветвлениями *ao* и *ac*, рис.11.28).

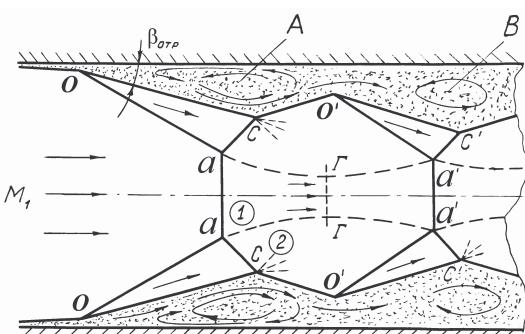


Рис.11.28. Схема течения в области псевдоскачка (без отсоса пограничного слоя)

При переходе через него образуется смешанное течение: дозвуковое – в ядре потока ① и сверхзвуковое – в периферийной части ②. Затем оба потока разгоняются – внутренний дозвуковой до $M=1$ в сечении «*Г-Г*» с последующим переходом в сверхзвуковой (как в сопле Лаваля), а внеш-

ний – в волнах разрежения, исходящих из точек c . Далее образуется вторая зона отрыва (B , рис.11.28), при обтекании которой сверхзвуковым потоком вновь возникает мостообразный скачок, но уже пониженной интенсивности, и т.д.

Псевдоскачок является генератором турбулентных пульсаций, что может приводить к потере устойчивости течения. Для сокращения его протяженности, снижения потерь в канале и фиксации зоны отрыва в области горла требуется осуществлять **отсос пограничного слоя**, а геометрическая площадь горла должна превышать определенную в предположении отсутствия пограничного слоя для размещения оставшейся части пограничного слоя и замкнутой (неустранимой) зоны отрыва. При отсосе пограничного слоя через перфорацию в области горла протяженность псевдоскачка уменьшается, и в пределе он обращается в мостообразный скачок уплотнения.

Запуск СВУ смешанного сжатия является его характерной особенностью. Внутренний канал этих ВУ, имеющий сужающуюся-расширяющуюся форму, является обращенным соплом Лаваля. Сужение канала определяется степенью торможения сверхзвукового потока (от M_{bx} до $M_g \approx 1$). Но в процессе увеличения скорости полета ЛА СВУ проходит режимы, при которых M_{bx} еще не достигает расчетного значения. На этих режимах из-за пониженной плотности воздуха в горле оно не может пропустить весь воздух, проходящий через систему внешних скачков уплотнения. Поэтому на входе во внутренний канал появляется головная волна. В результате при достижении расчетной скорости полета плотность воздуха в горле не достигает расчетного значения ($\rho_g < \rho_{g,p}$) и головная волна не исчезает.

Чтобы установить расчетный режим течения (обеспечить сверхзвуковое втекание воздуха во внутренний канал), нужно вначале увеличить площадь горла до такой степени, чтобы головная волна подошла вплотную к входному отверстию внутреннего канала и коснулась его передних кромок. В этот момент, именуемый «запуском», головная волна «проглатывается». Соответствующая величина относительной площади горла и является **площадью горла запуска** $\bar{F}_{g,zap} = F_{g,zap}/F_{bx}$. При этом во внутреннем канале устанавливается сверхкритический режим течения ($\lambda_g > 1$), а псевдоскачок образуется в канале за горлом. Чтобы установить расчетный режим

течения, необходимо уменьшить площадь горла до расчетного значения и этим приблизить псевдоскачок к плоскости горла, снизив в нем потери (в том числе – за счет отсоса пограничного слоя).

Экспериментально установлено, что даже в расчетных условиях работы СВУ смешанного сжатия в области горла всегда имеется устойчивая замкнутая зона отрыва. Задача регулирования площади горла и управления пограничным слоем состоит в стабилизации положения этой зоны и соответственно псевдоскачка за горлом.

Необходимость регулирования площади горла СВУ смешанного сжатия для осуществления его запуска требует разработки быстroredействующих систем раскрытия и прикрытия горла, чтобы в случае срыва течения и появления выбитой головной волны предотвратить длительное резкое падение тяги СУ. Срыв течения в условиях эксплуатации возможен при порывах ветра или при повышении противодавления со стороны двигателя.

Дроссельные характеристики СВУ смешанного сжатия в координатах $\sigma_{bx} = f(\phi)$ при $M_H = \text{const}$ не имеют пологих участков. В запущенном состоянии эти СВУ работают только на сверхкритических режимах. Замыкающий скачок (псевдоскачок) на расчетном режиме находится на определенном расстоянии за горлом в соответствии с

потребным запасом устойчивости по срыву. При дросселировании такого СВУ от точки p (рис.11.29) замыкающий скачок перемещается к горлу, его интенсивность и потери в нем уменьшаются, а σ_{bx} увеличивается при $\phi = \text{const}$. На критическом режиме (точка k) происходит срыв течения во внутреннем канале с выбиванием головной волны. При срыве σ_{bx} и ϕ скачкообразно уменьшаются, и СВУ переходит на докритический режим работы с головной волной на входе (точка c на рис.11.29). В окрестности точки c образуется пологая ветвь, свойственная СВУ внешнего сжатия, а его параметры приобретают неприемлемо низкие значения из-за больших потерь полного давления в головной волне,

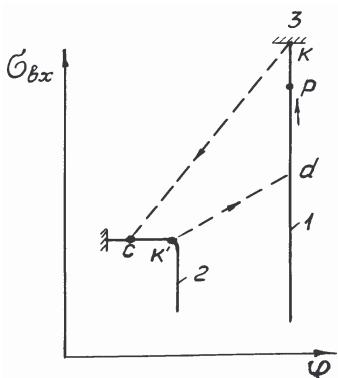


Рис.11.29. Дроссельная характеристика СВУ смешанного сжатия: 1 – при запущенном ВУ; 2 – при незапущенном ВУ; 3 – режим срыва

снижения расхода воздуха и роста внешнего сопротивления, что и вызывает резкое падение тяги СУ. При открытии дросселя возможно лишь незначительное увеличение ϕ до момента достижения $\lambda_r=1$ (точка k'). Пусковое раскрытие горла восстанавливает расчетное значение ϕ , но переводит СВУ на глубокий сверхкритический режим (точка d), а последующее прикрытие горла полностью восстанавливает расчетный режим течения (точка p).

Требуемый запас устойчивости обеспечивается за счет снижения $\sigma_{bx,p}$ по сравнению с $\sigma_{bx \max}$ на вертикальной ветви дроссельной характеристики, причем здесь $K_{y,bx} = \sigma_{bx \max} / \sigma_{bx,p}$. В процессе изменения M_H должно осуществляться такое регулирование панелей поверхности торможения, степени сужения внутреннего канала и площади горла, чтобы обеспечивался сверхзвуковой режим течения в канале с заданным запасом устойчивости.

На рис.11.30 дано сравнение характеристик регулируемых СВУ с внешним и смешанным сжатием. Последний, как видно, помимо преимуществ по σ_{bx} , за счет более высоких значений величин $\Phi_{\text{расп max}}$ имеет меньшие $c_{x,bx}$.

На рис.11.31 приведены *типовые стандартные зависимости* $\sigma_{bx}=f(M_H)$ для СВУ внешнего и смешанного сжатия, а также значения требуемых увеличений коэффициентов рас-

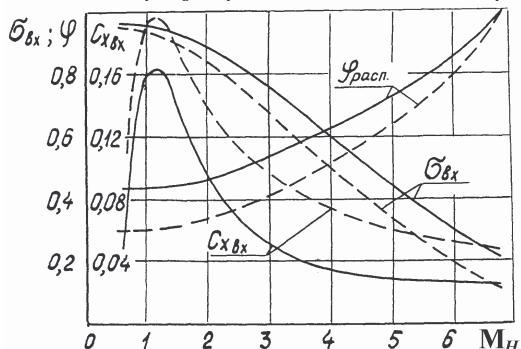


Рис.11.30. Характеристики СВУ внешнего (---) и смешанного (—) сжатия при $M_{p,bx} = 6,8$

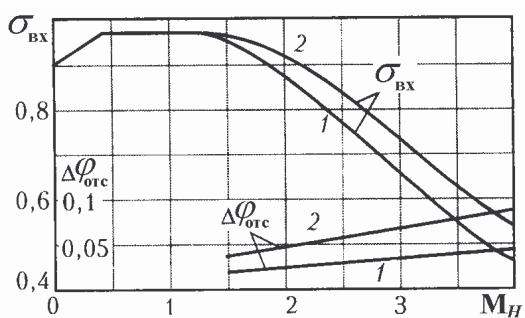


Рис.11.31. Стандартные зависимости σ_{bx} и $\Delta\phi_{ots}$ от M_H : 1 – СВУ внешнего; 2 – СВУ смешанного сжатия

хода за счет отсасывания пограничного слоя $\Delta\phi_{\text{отс}}$ для получения указанных значений $\sigma_{\text{вх}}$. Видно, что преимущества СВУ смешанного сжатия по $\sigma_{\text{вх}}$ повышаются с увеличением M_H и, например, при $M_H=6,8$, как видно из рис.11.30, выигрыш в $\sigma_{\text{вх}}$ достигает $\sim 25\%$.

На рис.11.32 представлена схема СВУ разгонной ступени СУ АКС «Зенгер», рассчитанного на работу до $M_H = 3,5$ с ТРДФ, а от 3,5 до 6,8 – с СПВРД. Оно имеет пять регулируемых панелей, управляемых независимо друг от друга с помощью гидроцилиндров. За счет регулирования углов наклона панелей может обеспечиваться изменение направления косых скачков уплотнения, формы внутреннего канала и величины площади горла. Показано взаимное расположение панелей для характерных режимов полета. Передняя панель на режиме работы с ТРДФ полностью убирается и за счет этого открывается дополнительный канал для перепуска воздуха через прямоточный контур в сопло. Этим достигается слив пограничного слоя, накапливающегося на нижней поверхности фюзеляжа перед СВУ, а также обеспечивается лучшее согласование режимов работы СВУ и двигателя по расходу воздуха в области трансзвуковых скоростей полета.

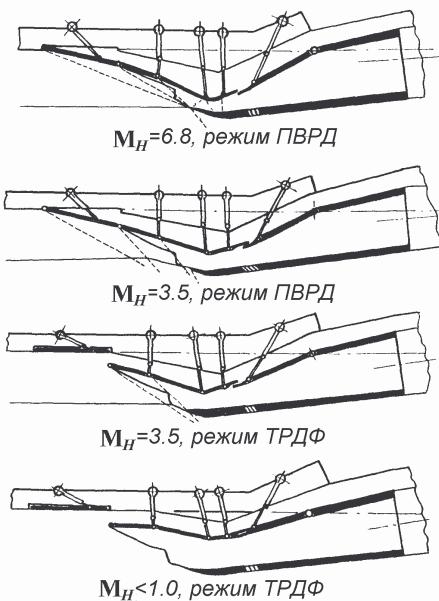


Рис.11.32. Схема регулируемого СВУ ГЛА

косых скачков внешнего сжатия. Четвертая и пятая панели, помимо регулирования площади горла, обеспечивают формирование скачков уплотнения во внутреннем канале.

По мере увеличения M_H углы наклона второй и третьей панелей увеличиваются, а площадь горла уменьшается, чем обеспечиваются оптимальные условия работы СВУ на режимах внешнего сжатия. При $M_H=3,5$ осуществляется переход двигателя на режим ПВРД, а СВУ переходит на режим смешанного сжатия. С этой целью первая панель выдвигается, закрывая перепускной канал и увеличивая число

Входные устройства комбинированных силовых установок с ГПВРД

Во входных устройствах ГПВРД торможение сверхзвукового потока должно быть неполным – для обеспечения требуемой сверхзвуковой скорости на входе в камеру сгорания. На рис.11.33 показаны примерные значения потребных чисел M потока на входе в камеру сгорания $M_{k,c}$ ГПВРД в зависимости от M_H . Как видно, с ростом M_H требуемые значения $M_{k,c}$ увеличиваются. Исходя из этого, систему скачков для внешнего и внутреннего сжатия нужно подбирать с меньшим числом скачков уплотнения – для обеспечения требуемой величины $M_{k,c}$. Поскольку оптимальное число $M_{k,c}$ является достаточно высоким (например, при $M_H = 10$ около 3,5), то потребное частичное торможение сверхзвукового потока может быть обеспечено в двух косых скачках внешнего сжатия и в одном-двух внутренних скачках уплотнения (рис.11.34). При этом вследствие малых углов $\beta_{\Sigma, \text{внеш}}$ здесь угол обечайки $\beta_{\text{об}}=0$, чем устраняется ее волновое сопротивление.

В связи с частичным торможением сверхзвукового потока в диапазоне режимов работы ГПВРД их СВУ могут быть выполнены нерегулируемыми или регулироваться простыми средствами, например, продольным перемещением обечайки (рис.11.34). Выполняются они в интегральной компоновке, располагаясь под крылом или фюзеляжем ЛА в поле предварительно заторможенного сверхзвукового потока. С увеличением M_H обечайка смещается так, чтобы первый скачок, отраженный от внутренней поверхности обечайки, приходился на излом контура поверхности торможения.

Вследствие неполного торможения сверхзвукового потока в СВУ ГПВРД у них получаются более низкими статическое давление, температура и тепловые потоки к стенкам канала по сравнению с полным торможением воздуха до $M < 1$ у СПВРД. Существенно увеличиваются значения $\bar{F}_{k,c}$ в сравнении с СВУ внешнего и смешанного сжатия.

Исследования, проведенные за последние годы в ЦАГИ, позволили наметить

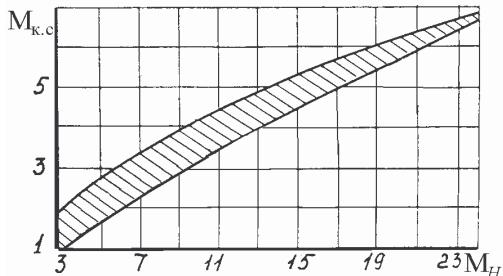


Рис.11.33. Зависимость $M_{k,c}$ ГПВРД от M_H

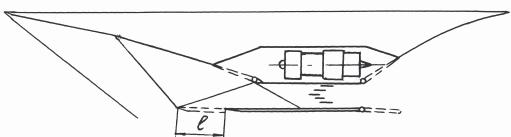


Рис.11.34. Регулирование СВУ ГПВРД перемещением обечайки

основные принципы проектирования СВУ ГПВРД на диапазон $M_H = 5\dots 15$ с учетом пограничного слоя, затупленных входных кромок, реальных свойств воздуха и потребного охлаждения поверхностей торможения. Показано, что у широкорежимного ВУ ГПВРД целесообразно иметь $M_{p,вх} < M_{H\max}$ (порядка 5...6) и $\Phi_p \approx 0,7\dots 0,8$. Углы установки клиньев $\beta_{\Sigma,внеш}$ не должны превышать $10\dots 13^\circ$, а допустимый относительный радиус скруглений входных кромок ($r_{скр}/h_i$) не должен быть более 0,005. При $M_H > M_{p,вх}$ необходимо обеспечить «разнесение» косых скачков для того, чтобы избежать их пересечения и образования интенсивных результирующих скачков. Этим достигается снижение «пиков» суммарных тепловых потоков в стенки ВУ на режимах полета, когда $M_H > M_{p,вх}$. *Снижение тепловых потоков в гиперзвуковых ВУ является одной из важнейших проблем при их проектировании.* Необходимо также учитывать изменение термодинамических свойств воздуха от нагрева при торможении, значительно влияющего на характеристики гиперзвукового ВУ при больших числах M полета.

Г л а в а 12

ВЫХОДНЫЕ УСТРОЙСТВА АВИАЦИОННЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК

12.1. НАЗНАЧЕНИЕ ВЫХОДНЫХ УСТРОЙСТВ И ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К НИМ ТРЕБОВАНИЯ

Основным назначением выходных устройств ГТД прямой реакции, а также ТВД и ТВВД, является преобразование части тепловой энергии (энталпии) нагретого газа в кинетическую энергию его направленной струи. Назначением выходных устройств ТВаД является только отвод горячих газов, выходящих из турбины, в атмосферу.

Выходные устройства состоят из ряда элементов. В зависимости от типа силовой установки и конкретных условий ее применения ими могут быть: реактивное сопло или диффузорный газоотводящий патрубок, устройство для отклонения вектора тяги, реверсивное устройство, система шумоглушения, средства снижения ИК излучения и др.

Основным элементом выходного устройства ГТД прямой реакции является *реактивное сопло*. В нем завершается преобразование тепловой энергии, подводимой к проходящему через двигатель воздуху, в кинетическую энергию направленного движения газовой струи, создающей при своем истечении реактивную тягу. За счет регулирования площади критического сечения сопла может осуществляться управление режимами работы двигателя, поэтому *площадь F_{kp} является одним из регулирующих факторов системы управления двигателем*.

Выходные устройства отличаются большим разнообразием схем, что объясняется различием как типов летательных аппаратов, так и устанавливаемых на них двигателей.

Основными требованиями, предъявляемыми к выходным устройствам силовых установок летательных аппаратов, являются:

- оптимальная интеграция реактивного сопла и силовой установки в целом с планером летательного аппарата;

- малые внутренние потери;
- минимальное внешнее сопротивление;
- низкий (допустимый по установленным нормам) уровень шума;
- возможность управления вектором тяги при взлете, посадке и в условиях боевого маневрирования (для маневренных самолетов);
- возможность реверсирования тяги при посадке (для боевых, транспортных и пассажирских самолетов) и при ведении воздушно-го боя (для боевых маневренных самолетов);
- низкий уровень ИК-излучения горячих частей сопла и двигателя;
- малая заметность для средств РЛО;
- надежность конструкции, регулирования, охлаждения и экс-плуатации.

Эти требования частично противоречивы и реализуются путем поиска компромиссных решений, учитывающих *газодинамическое совершенство, требования прочности, массовые характеристики, ресурс, эксплуатационную технологичность, ремонтопригодность, стоимость* и множество других факторов.

12.2. СХЕМЫ И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ВЫХОДНЫХ УСТРОЙСТВ

Наиболее важным параметром, характеризующим режим работы выходного устройства, является *располагаемая степень понижения давления газа в реактивном сопле* $\pi_{c,расп}$. Обозначим для общности полное давление перед соплом p_0^* . Тогда

$$\pi_{c,расп} = \frac{p_0^*}{p_H} . \quad (12.1)$$

Значения $\pi_{c,расп}$ и диапазон их изменения зависят от типа двигателя, режима его работы, а также от скорости и высоты полета самолета.

Наиболее низкие значения $\pi_{c,расп}$ имеют двигатели непрямой реакции: турбовальные, турбовинтовые и турбовинтовентиляторные. У них значения $\pi_{c,расп}$ являются докритическими. Поэтому в качестве выходных устройств этих двигателей применяются сужающиеся сопла, либо газоотводящие каналы диффузорного типа. Двухконтурные двигатели для дозвуковых самолетов имеют несколько более высокие значения $\pi_{c,расп}$. Для сопел наружного контура они на взлете составляют 1,4...1,8, а в полете при $H=11$ км – не превышают 2,2...2,8 (рис.12.1).

Для внутреннего контура этих ТРДД $\pi_{c,расп}$ являются еще более низкими. У них также применяются нерегулируемые сужающиеся сопла, отличающиеся простотой конструкции и малой массой.

Для самолетов, имеющих максимальные скорости полета, соответствующие $M_H = 1,7 \dots 3,0$, на которых устанавливаются ТРДФ или ТРДДФсм, значения $\pi_{c,расп}$ в стартовых условиях достигают 2,5...3,0, т.е. они превышают критические значения. Их величины существенно увеличиваются с ростом числа M и высоты полета H до 11 км (см. рис.12.1) и могут достигать значений порядка 15...20 и более. При таких $\pi_{c,расп}$ сужающиеся сопла имеют большие потери из-за недорасширения газа. Возникает необходимость применения *сверхзвуковых реактивных сопел*.

Не приводя подробной классификации выходных устройств, отметим, что в зависимости от располагаемого перепада давлений различают *дозвуковые* (сужающиеся) и *сверхзвуковые* (сужающе-расширяющиеся) сопла. По форме поперечного сечения они могут быть *осесимметричными* или *плоскими*. По характеру расширения сверхзвукового потока применяются реактивные сопла *внутреннего, внешнего и смешанного расширения*. При внутреннем расширении поток расширяющегося газа после критического сечения ограничен с боковых сторон на всем протяжении твердыми стенками. Классическим примером та-

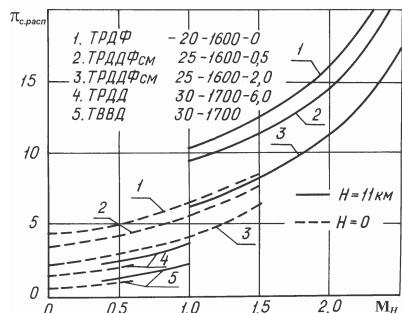


Рис.12.1. Зависимости $\pi_{c,расп}$ от M_H и H для ГТД различных типов (параметры процесса указаны в последовательности: $\pi_{k\Sigma}^*, T_g^*, m$)

могут достигать значений порядка 15...20 и более. При таких $\pi_{c,расп}$ сужающиеся сопла имеют большие потери из-за недорасширения газа. Возникает необходимость применения *сверхзвуковых реактивных сопел*.

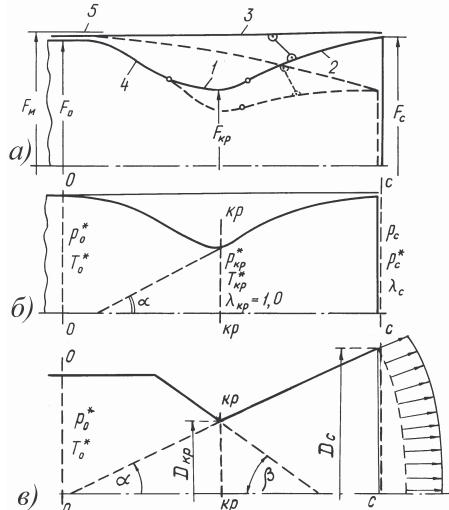


Рис.12.2. Схемы осесимметричных сверхзвуковых сопел

ких сопел являются сопла Лаваля. При смешанном или внешнем расширении часть боковых стенок отсутствует. Их заменяет так называемая **жидкая линия тока** («жидкий контур»), т.е. они имеют участки, не ограниченные твердыми стенками.

На рис.12.2,*а* представлена схема *сверхзвукового регулируемого реактивного сопла внутреннего расширения* (сопла Лаваля). Оно может быть осесимметричным или плоским. Такие сопла, применяемые на сверхзвуковых боевых самолетах, обычно имеют три комплекта регулируемых створок: **первичные** (дозвуковые), **вторичные** (сверхзвуковые) и **наружные**. Первичные створки 1, присоединенные шарнирно к обечайке 4, служат для регулирования площади F_{kp} , а вторичные створки 2, соединенные шарнирно со створками 1, – для регулирования степени понижения давления в сопле. Наружные регулируемые створки 3 состоят обычно из отдельных гибких пластин, один конец которых зажат между обечайкой 4 и обтекателем гондолы 5, а другой – шарнирно соединен со створками 2. При прикрытии вторичных створок сопла 2 створки 3 изгибаются и образуют плавный внешний контур так называемой оживальной формы, чем достигается прикрытие донной полости и уменьшение внешнего сопротивления выходного устройства в полете.

Газодинамическая схема профилированного сопла Лаваля и его основные расчетные сечения представлены на рис.12.2,*б*, а непрофилированного (конического) – на рис.12.2,*в*. Площадями характерных сечений являются: F_0 – площадь входного сечения; F_{kp} – площадь критического сечения; F_c – площадь выходного сечения; F_m – площадь максимального поперечного сечения (миделя).

Расширительная способность сопла Лаваля характеризуется относительной площадью выходного сечения $\bar{F}_c = F_c / F_{kp}$.

Как известно из термодинамики, каждому значению параметра \bar{F}_c однозначно (при данном значении показателя адиабаты) соответствует некоторая величина **действительной степени понижения давления в сопле Лаваля**

$$\pi_c = \frac{p_0^*}{p_c}, \quad (12.2)$$

где p_c – давление в выходном сечении сопла.

Если отношение площадей \bar{F}_c постоянно, то величина π_c остается неизменной в широком диапазоне изменения $\pi_{c, \text{расп}}$ (как принято

говорить, режим течения сохраняется *автомодельным*). Для изменения π_c необходимо изменять \bar{F}_c .

В зависимости от соотношения величин π_c и $\pi_{c, \text{расп}}$ статическое давление в выходном сечении нерегулируемого сопла Лаваля p_c может быть большим, равным или меньшим атмосферного давления p_H . При $p_c > p_H$ ($\pi_c < \pi_{c, \text{расп}}$) сопло работает с *недорасширением газа*. В случае, когда $p_c < p_H$ ($\pi_c > \pi_{c, \text{расп}}$), сопло работает с *перерасширением*. При $p_c = p_H$ ($\pi_c = \pi_{c, \text{расп}}$) *происходит полное расширение газа в сопле* (расчетный режим течения). Поскольку $\pi_{c, \text{расп}}$ с ростом M_H увеличивается (см.рис.12.1), то для обеспечения $\pi_c \approx \pi_{c, \text{расп}}$ при каждом числе M полета необходимо увеличивать параметр \bar{F}_c , т.е. раскрывать вторичные створки сопла с увеличением скорости полета.

Важным параметром выходного устройства является *тяга реактивного сопла P_c* , в качестве которой принято рассматривать тягу двигателя без снижения ее за счет входного импульса $G_B V$, т.е.

$$P_c = P - G_B V = G_c c_c + F_c (p_c - p_H). \quad (12.3)$$

Тяга сопла может быть определена экспериментально, если при испытаниях моделей реактивных сопел в аэродинамических трубах для исключения входного импульса $G_B V$ подвод газа к соплу осуществить ортогонально по отношению к его оси.

Рассмотрим некоторые характерные разновидности схем и способов регулирования сверхзвуковых реактивных сопел.

В последние годы большое внимание уделяется разработке плоских реактивных сопел. Схема *плоского сопла Лаваля* для перспективной силовой установки показана на рис. 12.3. Сопло имеет три пары регулируемых створок – первичные 1 – для регулирования площади критического сечения сопла, вторичные 2 – для изменения отношения площадей

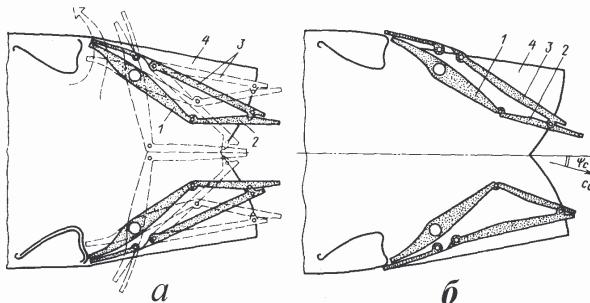


Рис.12.3. Схема плоского регулируемого сверхзвукового сопла с реверсом и ОВТ

F_c/F_{kp} и, следовательно, параметра π_c , и наружные 3, служащие для обеспечения плавности внешнего обтекания. Прямоугольное сечение внутреннего канала таких сопел может иметь различное отношение высоты h к ширине b .

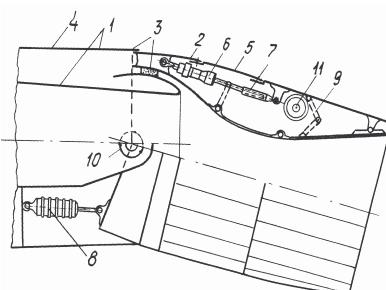
Для предотвращения утечек газа при перемещении створок боковые поверхности сопла выполнены в виде двух плоских параллельных пластин 4, называемых щеками. В щеках установлены оси регулируемых створок, а механизм управления ими размещен с внешней стороны и прикрыт обтекателем. Симметричное отклонение первичных и вторичных створок обеспечивает изменение F_{kp} и π_c без изменения направления вектора тяги (рис.12.3,а). Отклонение вектора тяги (ОВТ) в вертикальной плоскости достигается несимметричным отклонением створок, как показано на рис.12.3,б. В этом случае изменяется направление вектора скорости движения газа на выходе из сопла \vec{c}_c , а следовательно, и вектора тяги. При осуществлении реверса тяги задние концы первичных створок смыкаются у оси, перекрывая путь движению газа в прямом направлении, а передние их концы расходятся, открывая окна для выхода газа в обратном направлении (штриховые линии на рис.12.3,а).

Оссесимметричные сопла с внутренним расширением, выполняемые по типу сопла Лаваля, несмотря на конструктивную сложность, также могут быть снабжены системой отклонения вектора тяги. На рис.12.4 представлена принципиальная схема такого сопла. Его описание дано в п. 12.7.

Схема плоского сверхзвукового сопла смешанного расширения (именуемая также **соплом с косым срезом**) представлена на рис.12.5. Оно имеет одну длинную профилированную створку 1, которая шар-

Рис.12.4. Принципиальная схема осесимметричного сопла с ОВТ:

- 1 и 2-неподвижный и поворотный корпус;
- 3-элементы герметизации;
- 4 и 5-упругие элементы мотогондолы и сопла;
- 6-гидроцилиндры управления створками;
- 7-телескопические тяги;
- 8-гидроцилиндры системы ОВТ;
- 9-элементы синхронизации;
- 10-шкворни;
- 11-пневмоцилиндры



нирно прикреплена к верхней поверхности обечайки. За счет поворота этой створки регулируется расширительная способность сверхзвуковой части сопла. На нижней поверхности обечайки шарнирно установлена короткая створка 2, служащая для регулирования площади критического сечения. Эти две створки обеспечивают обычные потребности регулирования сверхзвукового реактивного сопла (по π_c и \bar{F}_{kp}).

На примере этого сопла рассмотрим *принципиальные особенности сопел смешанного расширения газа*. Это сопло имеет стенки, ограничивающие сверхзвуковой поток с боков (ими являются боковые щеки 6) и сверху (створки 1 и 3). Жесткая стенка, ограничивающая сверхзвуковой поток снизу – частично отсутствует. Ее заменяет жидкую линия тока $k-c$ (рис.12.5,б), которая при уменьшении степени понижения давления в сопле изменяет свою форму (рис.12.5,в). За счет этого существенно снижается возможное перерасширение газа в сопле, а следовательно, уменьшается и потребное для этих целей прикрытие створки 1 и понижается внешнее сопротивление сопла.

Сверхзвуковое расширение газа здесь осуществляется в характеристиках двух семейств (рис.12.5,б). На начальном участке за критическим сечением происходит *внутреннее расширение потока* (на характеристиках первого семейства) с отклонением потока к оси сопла, а далее в угловой точке k образуются характеристики второго семейства, в которых осуществляется *внешнее расширение потока* с его поворотом от оси сопла.

Короткая створка 3, установленная на конце створки 1, за счет ее поворота вверх и вниз на относительно небольшие углы ($\pm 20\ldots 25^\circ$), позволяет осуществлять отклонение вектора тяги в вертикальной плоскости. В целях осуществления *реверса тяги* в дозвуковом канале сопла имеются створки 4, которые могут перекры-

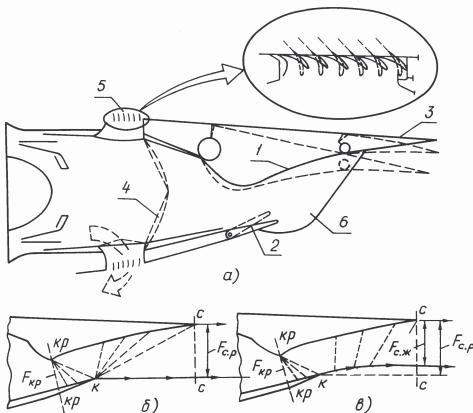


Рис.12.5. Схема плоского сопла смешанного расширения (а). Картина течения: при полном расширении (б) и при перерасширении (в)

вать прямой путь потоку газа и направлять его в отклоняющие решетки с поворотными лопатками 5 для дальнейшего его разворота в обратном направлении (рис.12.5,а).

Частичное или полное внешнее расширение потока реализуется также в соплах с центральным телом. Схема плоского регулируемого сопла с центральным телом показана на рис.12.6. Оно имеет только одну пару регулируемых створок 1 для изменения площади F_{kp} .

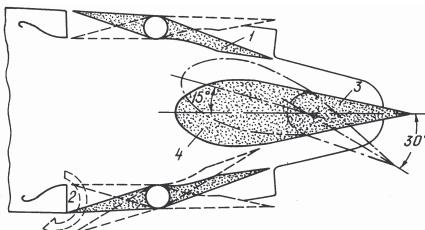


Рис.12.6. Схема плоского регулируемого сопла с центральным телом

обеспечивается реверс тяги за счет искривления контура сверхзвуковой струи. С помощью тех же створок 1

изменяется отношение площадей \bar{F}_c вследствие исчезновения ограничивающих сверхзвуковой поток створок площадь F_c и центрального тела и выпуска газа через окна 2 в сторону, противоположную направлению полета. Отклонение вектора тяги обеспечивается поворотом задней части центрального тела 3, а также, при необходимости, его передней части 4.

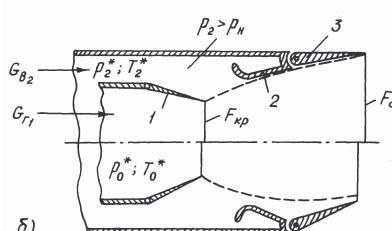
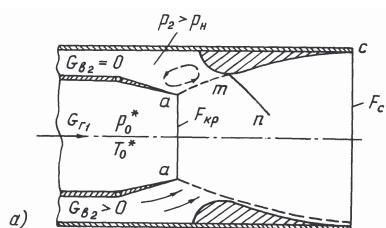


Рис.12.7. Схема осесимметричного сверхзвукового эжекторного сопла самолета МиГ-23: 1—первичные регулируемые створки; 2—профилированная обечайка; 3—наружные самоустанавливающиеся створки

На реактивных самолетах второго и третьего поколений широкое применение получили **эжекторные сопла**. Они отличаются от сопел Лаваля тем, что у них сверхзвуковой контур на некотором участке внутри сопла имеет разрыв, а твердую стенку заменяет жидкую линия тока. В этих соплах, которые могут быть как осесимметричными, так и плоскими, осуществляется внутреннее расширение сверхзвукового потока. Для снижения потерь и в целях охлаждения элементов конструкции в эти сопла подается в небольших количествах (2...3% от G_B) вторичный (эжектируемый) воздух G_{B2} . Этим устраняются показанные

на рис.12.7,*а* вверху циркуляционное течение и скачок уплотнения *m-n* в месте присоединения сверхзвуковой струи к профилированной обечайке (см.рис.12.7,*а* внизу). На рис.12.7,*б* показана схема эжекторного сопла самолета МиГ-23. Оно имеет регулируемые первичные створки *1*, профилированную обечайку *2* и вторичные автоматически регулируемые под действием перепада давлений (автофлюгерные) створки *3*. При больших M_H , в связи с увеличением $\pi_{c,расп}$, створки *3* автоматически раскрываются, увеличивая \bar{F}_c , а при взлете и на малых скоростях полета, когда $\pi_{c,расп}$ снижается, створки *3* автоматически прикрываются, уменьшая \bar{F}_c и снижая перерасширение газа в сопле.

Плоские сопла имеют ряд преимуществ по сравнению с осесимметричными. Они содержат меньшее число регулируемых элементов, более просто обеспечивают отклонение и реверс тяги, обладают меньшими потерями, связанными с утечкой газов в местах сочленения створок. Сопла с внешним расширением, кроме того, имеют лучшие характеристики на нерасчетных режимах. Плоские сопла хорошо компонуются на летательном аппарате и в силу этого создают меньшее аэродинамическое сопротивление.

Снижение ИК заметности осуществляется блокировкой излучения от нагретых поверхностей. Это достигается в плоских соплах выбором формы каналов, которые делаются узкими (за счет высоких отношений b/h) и в ряде случаев специальным образом искривленными. Излучение же от струи в таких соплах снижается за счет более быстрого ее перемешивания со спутным потоком. Приходится применять, помимо этого, активное охлаждение видимых извне нагретых деталей, поскольку излучение пропорционально температуре излучающей поверхности в четвертой степени.

Недостатками плоских сопел являются повышенная масса и некоторое увеличение внутренних потерь. В частности, в плоских соплах потери в дозвуковой части выше, чем в осесимметричных. Это объясняется, во-первых, необходимостью установки переходного канала от осесимметричного течения за турбиной к плоскому в критическом сечении. Во-вторых, внутренние потери повышаются с увеличением отношения b/h . В диапазоне $b/h=2\dots 7$ увеличение потерь тяги по сравнению с осесимметричным соплом составляет от 0,3 до 0,7%. Это объясняется в основном увеличением площади омываемой поверхности и утолщением граничного слоя в «углах». Более высокими являются внутренние потери и в сверхзвуковой части, особенно в случае неполных боковых щек.

Описанные схемы выходных устройств предназначаются преимущественно для двигателей сверхзвуковых маневренных самолетов. Они, как видно, являются сложными многофункциональными устройствами, выполняющими, помимо своих прямых функций, такие дополнительные функции, как управление вектором тяги, реверсирование тяги, снижение заметности и др. Для мощных двигателей пассажирских и транспортных самолетов важное значение приобретает проблема *снижения уровня шума*. В двухконтурных двигателях эффективным средством снижения шума является смешение потоков контуров перед соплом.

12.3. ПОТЕРИ В ВЫХОДНЫХ УСТРОЙСТВАХ И СПОСОБЫ ИХ ОЦЕНКИ

Реальный процесс истечения газа из реактивных сопел сопровождается потерями, которые, в конечном счете, снижают тягу силовой установки. Их можно разделить на три вида: *внутренние потери; потери, связанные с нерасчетностью режима расширения газа в сопле, и внешнее сопротивление*.

Внутренние потери вызваны вязкостью газа, наличием скачков уплотнения в сверхзвуковой части сопла, а также неравномерностью и непараллельностью потока на выходе.

Вязкость приводит к образованию пограничного слоя и вызывает потери на трение о стенки. В эжекторных соплах вязкость приводит к потерям в слое смешения и в вихревой зоне. Скачки уплотнения появляются в местах изломов или неровностей на поверхности расширения сверхзвуковой части сопла, а в эжекторных соплах – в месте присоединения первичного сверхзвукового потока к стенке обечайки. Неравномерность потока в выходном сечении свойственна непрофилированным (коническим) соплам, а также многорежимным регулируемым сверхзвуковым соплам при значительном раскрытии створок, когда поток на выходе, следя направлению створок, отклоняется от осевого направления.

Внутренние потери приводят к уменьшению осевой составляющей скорости в выходном сечении сопла, определяющей величину удельной тяги двигателя. Они *оцениваются коэффициентом скорости сопла*

$$\Phi_c = \frac{c_c}{c_{c,ad}}, \quad (12.4)$$

где c_c – осредненная величина осевой составляющей действительной скорости на выходе из сопла; $c_{c,ad}$ – скорость на выходе из сопла при отсутствии потерь, равная

$$c_{c,ad} = \sqrt{2c_p T_0^* \left[1 - \left(p_c / p_0^* \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (12.5)$$

У регулируемых сверхзвуковых сопел в среднем $\Phi_c = 0,975 \dots 0,985$. Нерегулируемые сужающиеся сопла с профилированными стенками внутреннего канала имеют $\Phi_c = 0,99 \dots 0,995$.

Площадь критического сечения сопла F_{kp} при известном расходе газа G_Γ определяется из уравнения расхода для этого сечения (рис.12.2)

$$G_\Gamma = m_\Gamma \frac{p_0^* \sigma_{kp}}{\sqrt{T_0^*}} \mu F_{kp} q(\lambda_{kp}), \quad (12.6)$$

где $\sigma_{kp} = p_{kp}^* / p_0^*$ – коэффициент восстановления полного давления на докритическом участке сопла, μ – коэффициент расхода, учитывающий неравномерность параметров газового потока в критическом сечении. У профилированных сопел Лаваля коэффициенты σ_{kp} и μ близки к единице.

Потери, связанные с нерасчетностью режима работы сопла (когда $p_c \neq p_H$), непосредственно влияют на тягу двигателя. Для объяснения этого влияния рассмотрим, как будет изменяться тяга двигателя при неизменном режиме его работы (при $\pi_{c,расп} = \text{const}$), если на этот двигатель устанавливать нерегулируемые сопла Лаваля, имеющие одинаковую площадь F_{kp} и различные площади F_c . Будем в целях наглядности принимать, что F_c изменяется не за счет регулируемых створок, а за счет добавления к исходному соплу некоторого участка l_1 или отбрасывания участка l_2 . На рис.12.8 приведено распределение давлений вдоль образующей полученных таким образом сопел при различных \bar{F}_c , соответствующих полному расширению (a), перерасширению (б) и недорасширению (в). Как видно, наибольшая равнодействующая от сил давления имеет место в случае (a), когда $p_c = p_H$ и осуществляется полное

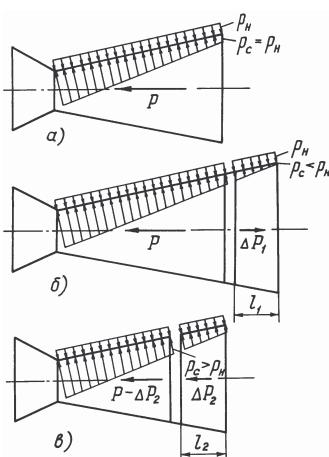


Рис.12.8. К объяснению влияния нерасчетности режимов на тягу сопла

тяги (менее 0,5%) заметно уменьшить габаритные размеры сопла, его массу и площадь охлаждаемой поверхности.

Для суммарной оценки внутренних потерь и потерь от нерасчетности расширения газа в сопле используют коэффициент тяги сопла, равный отношению действительной тяги сопла к идеальной:

$$\bar{P}_c = \frac{P_c}{P_{c, \text{ид}}}, \quad (12.7)$$

где $P_{c, \text{ид}}$ – идеальная тяга сопла, соответствующая полному расширению газа и отсутствию потерь ($\Phi_c = 1$). Очевидно, что

$$P_{c, \text{ид}} = G_r c_{c, \text{ид}} = G_r a_{\text{кр}} \lambda_{c, \text{ид}}, \quad (12.8)$$

где величина $\lambda_{c, \text{ид}}$ определяется из условия $\Pi(\lambda_{c, \text{ид}}) = 1/\pi_c$.

Если известно значение коэффициента тяги сопла \bar{P}_c , то тяга двигателя находится по формуле

$$P = \bar{P}_c P_{c, \text{ид}} - G_r V. \quad (12.9)$$

Наряду с коэффициентом тяги \bar{P}_c используется коэффициент потери тяги сопла $\Delta \bar{P}_c$, равный

$$\Delta \bar{P}_c = 1 - \bar{P}_c. \quad (12.10)$$

расширение газа в сопле. При увеличении \bar{F}_c давление p_c на срезе сопла снижается и становится меньше p_h . Это вызывает появление силы ΔP_1 , направленной против полета, и тяга двигателя с соплом (б) становится меньше, чем с соплом (а). В случае (в), когда сопло выполнено более коротким, тяга тоже снижается, так как вместе с отброшенным участком l_2 теряется и некоторая часть тяги ΔP_2 .

Следовательно, максимум тяги сопла (без учета внешнего обтекания) соответствует условию $\pi_c = \pi_{c, \text{расп}}$. Практически выгоднее выбирать для каждого режима работы двигателя значение \bar{F}_c из условия **небольшого недорасширения**, поскольку это позволяет при незначительной потери

При $V=0$, как видно из (12.9), потеря тяги сопла на 1% соответствует потере тяги двигателя также на 1%. Но при $V > 0$ влияние потери тяги сопла на потерю тяги двигателя усиливается и тем значительнее, чем больше скорость полета. Расчеты показывают, что при $M_H=2,5$ снижение \bar{P}_c на 1% вызывает уменьшение P более чем на 2...2,5%. Отсюда видно, что *требования к совершенству выходных устройств ВРД существенно повышаются с увеличением числа М полета.*

Внешнее сопротивление выходного устройства определяется как равнодействующая сил давления и трения, действующих на его наружную поверхность со стороны внешнего потока. Наружная поверхность сопла обычно плавно сопрягается с кормовой частью гондолы или фюзеляжа и поэтому отделить ее сопротивление от суммарного сопротивления кормовой части СУ практически невозможно. Поэтому при концептуальных исследованиях для сравнительной оценки внешнего сопротивления выходных устройств пользуются понятием «**кормовое сопротивление**» $X_{\text{кор}}$. Оно включает в себя сопротивление давления X_p кор и сопротивление трения $X_{\text{тр.кор}}$ кормовой части фюзеляжа или мотогондолы, сопряженных с обечайкой и створками сопла, т.е.

$$X_{\text{кор}} = X_p \text{ кор} + X_{\text{тр.кор}}.$$

На величину $X_{\text{кор}}$ влияет ряд факторов: число М полета, форма кормы, тип сопла и режим его работы, толщина пограничного слоя на поверхности кормы и др.

Основной причиной возникновения внешнего сопротивления кормы является неблагоприятное распределение статического давления на ее внешней поверхности, форма которой, как правило, отлична от цилиндрической. Картина распределения статического давления, типичная для обтекания дозвуковым потоком кормы конической и плавной (оживальной) формы в присутствии истекающей из сопла недорасширенной струи газа, показана на рис.12.9,*a*. Как видно, на начальном участке кормы поток разгоняется и статическое давление снижается, а в конце кормы статическое давление увеличивается (вследствие торможения потока при его обратном повороте к оси сопла). У кормы конической формы с изломом поверхности (штриховой контур на рис.12.9,*a*) величина наибольшего относительного разреже-

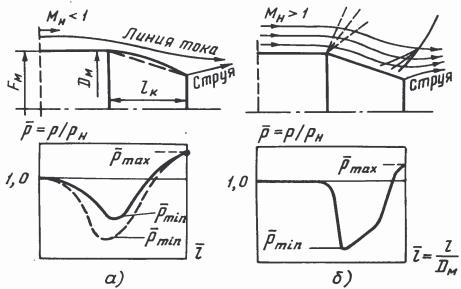


Рис.12.9. Распределение статических давлений на поверхности кормы при дозвуковом (а) и сверхзвуковом (б) обтекании

на тех участках кормы, где давление ниже атмосферного.

Важнейшим требованием к внешней аэrodинамике сопла является их безотрывное обтекание. Помимо плавности профиля внешнего контура вводится ограничение на предельно-допустимые величины углов наклона внешних створок на срезе сопла θ_{cp} , которые не должны превышать $20\dots25^\circ$. На рис.12.10 показано распределение коэффициента давления по внешней поверхности сопла при $M_H=0,8$ и $\pi_{c,расп}=3,5$ для $\theta_{cp} = 20^\circ$, когда нет отрыва и для $\theta_{cp} = 30^\circ$, когда возникает отрыв потока. При отрыве на начальном

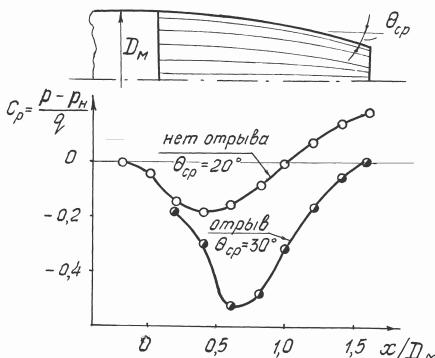


Рис.12.10. Распределение коэффициента давления по внешней поверхности сопла при $M_H=0,8$ и $\pi_{c,расп}=3,5$

участке сопла давление резко снижается, а на конечном участке восстанавливается в недостаточной степени, что приводит к значительному возрастанию внешнего сопротивления.

При $M_H > 1$ (рис.12.9,б) на выпуклой поверхности кормы и в месте ее излома реализуется течение разрежения с последующим торможением потока в скачке уплотнения, образующемся в конце кормы или за ее пределами. При этом возникает

разрежение на значительной части внешней поверхности кормы, что также служит причиной возникновения внешнего сопротивления. Расширяющаяся форма реактивной струи при недорасширении газа в сопле способствует снижению внешнего сопротивления, так как вызывает перемещение кормового скачка ближе к началу кормы и приводит к повышению давления на участке кормы, расположенным за скачком. Благодаря взаимному влиянию реактивной струи и внешнего потока потеря от недорасширения частично могут быть скомпенсированы снижением внешних потерь.

Другим источником внешних потерь является сопротивление трения, хотя его доля по отношению к сопротивлению давления относительно невелика.

Для оценки внешнего сопротивления выходных устройств, наряду с коэффициентом внешнего сопротивления кормовой части СУ $c_{x\text{кор}} = X_{\text{кор}} / qF_m$, используется также **коэффициент кормового сопротивления** в виде

$$\bar{X}_{\text{кор}} = X_{\text{кор}} / P_{\text{с.ид}}, \quad (12.11)$$

т.е. определяют долю внешнего сопротивления кормы по отношению к идеальной тяге сопла.

Суммарная тяговая эффективность выходного устройства в условиях внешнего обтекания оценивается **коэффициентом эффективной тяги сопла**, равным отношению эффективной тяги сопла $P_{\text{с.эф}} = P_{\text{с}} - \bar{X}_{\text{кор}}$ к идеальной:

$$\bar{P}_{\text{с.эф}} = \frac{P_{\text{с.эф}}}{P_{\text{с.ид}}} = \bar{P}_{\text{с}} - \bar{X}_{\text{кор}}$$

или пользуются величиной

$$\Delta\bar{P}_{\text{с.эф}} = 1 - \bar{P}_{\text{с.эф}}, \quad (12.12)$$

называемой **относительной потерей эффективной тяги сопла**.

Эффективная тяга сопла зависит не только от схемы и конструктивных особенностей самого сопла, но и от способа компоновки сопла на самолете, формы хвостовой части гондолы, расположения сопла относительно элементов планера самолета (фюзеляжа, крыла или оперения). Поэтому разработка реактивных сопел ведется в увязке с общей компоновкой самолета. Величины $c_{x\text{кор}}$ и $\bar{P}_{\text{с.эф}}$ наиболее достоверно определяют по результатам продувок моделей компоновок выходных устройств в аэродинамических трубах или по данным натурных испытаний в полете. Разрабатываются также теоретические методы определения этих коэффициентов.

12.4. ХАРАКТЕРИСТИКИ НЕРЕГУЛИРУЕМЫХ СВЕРХЗВУКОВЫХ ВЫХОДНЫХ УСТРОЙСТВ

Характеристики выходных устройств определяют либо расчетными методами, либо, как указывалось, путем продувок их уменьшенных по размерам геометрически подобных с натурой моделей (или – компоновок этих моделей с прилегающими элементами пла-неров) в аэродинамических трубах. Чтобы характеристики моделей точно отражали свойства натурных объектов, *результаты испытаний представляют в критериальной форме с использованием правил теории подобия*.

При построении характеристик выходных устройств в качестве параметра эффективности рассматривают коэффициент эффективной тяги сопла $\bar{P}_{c,\text{эф}}$ (или $\Delta\bar{P}_{c,\text{эф}}$), а в качестве режимных параметров – располагаемую степень понижения давления в сопле $\pi_{c,\text{расп}}$ и число M полета. Поэтому *характеристикой выходного устройства называют зависимость коэффициента эффективной тяги $\bar{P}_{c,\text{эф}}$ от $\pi_{c,\text{расп}}$ и числа M полета*

$$\bar{P}_{c,\text{эф}} = f(\pi_{c,\text{расп}}, M_H). \quad (12.13)$$

При этом принимают обычные для построения критериальных характеристик элементов ГТД допущения: геометрическое подобие; автомодельность течения по числу Рейнольдса ($Re > Re_{kp}$); постоянство величин k_r и R_r ; подобие полей скоростей и температур внешнего и внутреннего потоков в сечениях, принимаемых за начальные.

Поскольку перепад давлений в сверхзвуковых соплах обычно является сверхкритическим, то у нерегулируемого сопла с внутренним расширением подобие течения внутри сопла устанавливается автоматически, благодаря тому, что $M_{kp} = 1,0 = \text{const}$. Подобие внешнего обтекания при условии $\pi_{c,\text{расп}} = \text{const}$ требует равенства чисел M в каких-либо сходственных для модели и натуры точках (сечениях) внешнего потока. Если рассматривается выходное устройство в компоновке с прилегающими элементами самолета, то за это условие обычно принимают постоянство числа M полета.

Как и для входных устройств, характеристики регулируемого выходного устройства принято рассматривать как совокупность характеристик нерегулируемых выходных устройств, т.е. зависимостей типа (12.13), при различных фиксированных значениях параметра \bar{F}_c .

Рассмотрим в качестве примера характеристики сопла Лаваля (рис.12.2) при условиях $\bar{F}_c = \text{const}$ в двух характерных случаях – при $M_H = 0$ и при наличии внешнего обтекания.

Характеристика нерегулируемого сопла Лаваля представлена на рис.12.11 – кривая 1. Буквой « p » здесь отмечена расчетная точка, в которой $\pi_c = \pi_{c,\text{расп}}$. На этом режиме $p_c = p_H$ и $\bar{P}_c = \Phi_c$. Потери на нерасчетность течения в этой точке отсутствуют. Вправо от точки « p » величина \bar{P}_c уменьшается из-за возникновения потерь от недорасширения, так как здесь $\pi_c = \text{const}$, а давление на срезе сопла становится большим атмосферного. Влево от точки « p » в определенном диапазоне изменения $\pi_{c,\text{расп}}$ величина π_c также остается постоянной, а давление на срезе сопла становится меньшим p_H . Возникают потери от перерасширения. Коэффициент Φ_c на подобных режимах работы сопла, где $\pi_c = \text{const}$, остается неизменным.

При значительном снижении $\pi_{c,\text{расп}}$ по сравнению с π_c в сопле внутреннего расширения наступает **отрывной режим течения**. Мостообразный скачок уплотнения (м.с. – см.рис.12.11), который на режимах перерасширения находился за пределами сопла, проникает внутрь сопла. Из-под основания этого скачка возникает отрыв потока. Начиная с этого момента (при $\pi_{c,\text{расп}} < \pi_{\text{отр}}$, см.рис.12.11) нарушается подобие течения газа внутри сопла. По мере дальнейшего уменьшения $\pi_{c,\text{расп}}$ область отрыва расширяется, а точка отрыва потока приближается к критическому сечению сопла. Это приводит к некоторому снижению потерь от перерасширения и к возрастанию коэффициента \bar{P}_c по сравнению с его значениями при безотрывном течении газа, показанными на рис.12.11 штриховой линией $O-a$. Это возрастание \bar{P}_c объясняется тем, что в мостообразном скачке уплотнения давление повышается и на участке сопла, находящемся ниже по потоку точки отрыва

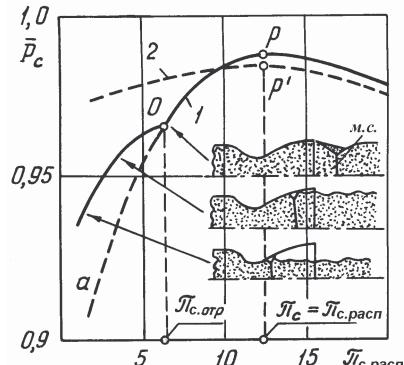


Рис.12.11. Характеристика нерегулируемого сверхзвукового сопла Лаваля

ва, становится близким к атмосферному и, следовательно, более высоким, чем оно было на этом участке при безотрывном течении (на режиме перерасширения).

Для сравнения на рис.12.11 штриховой линией 2 показана характеристика плоского нерегулируемого сверхзвукового сопла с внешним расширением (см.рис.12.5), имеющего одинаковое с соплом Лаваля расчетное значение $\pi_{c,расп,р}$. Если сопло Лаваля является осесимметричным, а сопло с косым срезом – плоским, то при $\pi_{c,расп,р}$ у плоского сопла внутренние потери могут быть более высокими, чем у осесимметричного (точка « p' » на рис.12.11). Но на режимах перерасширения падение коэффициента тяги у этого сопла является менее значительным вследствие того, что при снижении $\pi_{c,расп}$ уменьшаются как площадь $F_{c,ж}$ по жидкой линии тока (см.рис.12.5,в), так и π_c . Заметим, что у сопла с полностью внешним расширением при $M_H = 0$ перерасширение газа не происходит, а при смешанном расширении оно является менее значительным, чем у сопла с внутренним расширением.

Влияние параметра \bar{F}_c на характеристики нерегулируемых сопел Лаваля иллюстрируется рис.12.12. В отличие от рис.12.11, на нем вместо \bar{P}_c представлены значения величины $\Delta\bar{P}_c = 1 - \bar{P}_c$. Как видно, увеличение \bar{F}_c приводит к смещению расчетного режима сопла (точек « p ») по координате $\pi_{c,расп}$ вправо. Сам характер протекания характеристик качественно сохраняется прежним. Кривая для $\bar{F}_c = 1,0$ является характеристикой сужающегося сопла. Из рассмотрения рис.12.12 видно, что, чем на более высокие значения π_c рассчитано нерегулируемое сопло Лаваля, тем большие потери от перерасширения оно имеет при малых значениях $\pi_{c,расп}$.

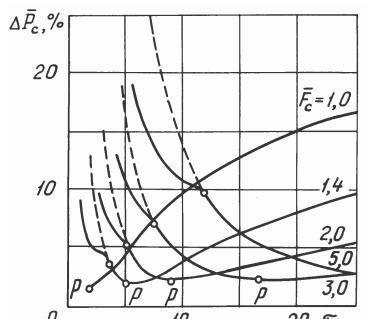


Рис.12.12. Семейство характеристик нерегулируемых сопел Лаваля при различных \bar{F}_c

Если же сопло рассчитано на низкие значения π_c , т.е. имеет малую величину \bar{F}_c (что соответствует низким M_H), то у него интенсивно возрастают потери от недорасширения при

высоких значениях $\pi_{c, \text{расп}}$ (т.е. при больших числах M полета).

Если рассмотренные характеристики построены для нескольких значений \bar{F}_c , соответствующих различным положениям регулируемых створок сопла, то огибающая этого семейства характеристик является наивыгоднейшей характеристикой регулируемого сопла Лаваля, оптимизированной из условия получения минимальных внутренних потерь. Однако в реальных условиях оптимизация программы регулирования сопла производится с учетом влияния внешнего сопротивления.

Характеристика нерегулируемого сверхзвукового сопла Лаваля в условиях сверхзвукового внешнего обтекания для случая $M_H = \text{const}$ показана на рис.12.13. Штриховой линией изображена зависимость \bar{P}_c от $\pi_{c, \text{расп}}$, а сплошной – $\bar{P}_{c, \text{эф}} = \bar{P}_c - \bar{X}_{\text{кор}}$ от $\pi_{c, \text{расп}}$. Показан также характер изменения величин $X_{\text{кор}}$ и $\bar{X}_{\text{кор}}$ от $\pi_{c, \text{расп}}$.

На режимах перерасширения, как видно из рис.12.13, в области безотрывного течения величина $X_{\text{кор}}$ при $M_H = \text{const}$ не изменяется. Это объясняется тем, что на этих режимах распределение давлений на поверхности кормы не зависит от изменения $\pi_{c, \text{расп}}$, так как струя за соплом имеет сужающуюся форму и не оказывает влияния на внешнее сверхзвуковое обтекание кормы. На режимах недорасширения абсолютная величина кормового сопротивления $X_{\text{кор}}$ уменьшается. На этих режимах струя имеет расширяющуюся (выпуклую) форму и вызывает поворот сверхзвукового потока, стекающего с кормы, в сторону от оси сопла. Возникает кормовой скачок уплотнения, который по мере увеличения выпуклости струи на выходе из сопла (при возрастании $\pi_{c, \text{расп}}$) перемещается над поверхностью кормы вверх по потоку. Давление за скачком повышается, и по этой причине $X_{\text{кор}}$ снижается. Ве-

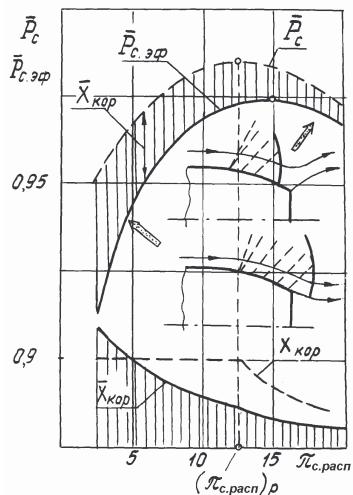


Рис.12.13. Характеристика нерегулируемого сверхзвукового выходного устройства в условиях внешнего обтекания

личина $\bar{X}_{\text{кор}} = X_{\text{кор}} / P_{\text{с.ид}}$ все время уменьшается с ростом $\pi_{\text{с.расп}}$ вследствие увеличения $P_{\text{с.ид}}$, но вначале медленнее (при постоянстве $X_{\text{кор}}$), а затем быстрее (при снижении $X_{\text{кор}}$). Разность $\bar{P}_{\text{с}}$ и $\bar{X}_{\text{кор}}$ дает зависимость $\bar{P}_{\text{с.эф}}$ от $\pi_{\text{с.расп}}$. Как видно, максимум $\bar{P}_{\text{с.эф}}$ при $M_H > 1,0$ смещается на более высокие значения $\pi_{\text{с.расп}}$ по сравнению с расчетными.

Коэффициент эффективной тяги сопла зависит от компоновки кормовой части СУ, формы наружных обводов, наличия донной полости между створками и внешним срезом кормы и от параметра $\bar{F}_m = F_m / F_{\text{с.макс}}$, характеризующего степень сужения кормовой части.

Здесь $F_{\text{с.макс}}$ – максимально-возможное раскрытие створок сопла.

Большим значениям \bar{F}_m соответствует фюзеляжная, а малым \bar{F}_m – гондолльная компоновка выходного устройства (рис.12.14). При снижении относительной площади миделя внешнее сопротивление кормовой части выходного устройства уменьшается.

При исследовании сопел для конкретных самолетов основное внимание уделяется определению и оптимизации их характеристик в условиях реальной компоновки с учетом типа самолета и условий полета, интерференции выходного устройства и планера, типа и расположения двигателей и др. факторов.

Эффективные характеристики конкретных выходных устройств, получаемые при модельных испытаниях их компоновок в аэродинамических трубах, представляют в виде зависимостей $\bar{P}_{\text{с.эф}}$ от $\pi_{\text{с.расп}}$ при различных значениях параметра $\bar{F}_{\text{с}}$. Такие зависимости показаны на рис.12.15. Для каждого значения $\pi_{\text{с.расп}}$ в условиях $M_H = \text{const}$ имеется наивыгоднейшее значение параметра $\bar{F}_{\text{с}}$, причем с возрастанием $\pi_{\text{с.расп}}$ значения $\bar{F}_{\text{с.опт}}$ увеличиваются. Такие характеристики определяют для ряда характерных значений чисел M полета.

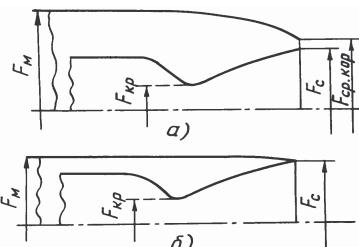


Рис.12.14. Фюзеляжная (а) и моторогондолльная (б) компоновки выходных устройств

336

12.5. ЗАДАЧИ И СПОСОБЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ СВЕРХЗВУКОВЫХ ВЫХОДНЫХ УСТРОЙСТВ

Задачи регулирования выходных устройств состоят в оптимальном согласовании их режимов работы с режимами работы двигателя и силовой установки в целом с соблюдением основных требований, сформулированных в п.12.1. Регулирование сверхзвуковых выходных устройств осуществляется преимущественно изменением площадей критического и выходного сечений.

Площадь критического сечения сопла регулируется из условия обеспечения заданной программы управления двигателя. В этом отношении она **является управляющим фактором для двигателя и СУ в целом**. Важное значение, как указывалось, имеет регулирование площади F_{kp} при включении, выключении и регулировании форсажных режимов работы двигателя.

Отношение площадей \bar{F}_c устанавливается, исходя из требований получения максимальной эффективной тяги сопла.

Для определения наивыгоднейших значений параметра \bar{F}_c используют характеристики типа приведенных на рис.12.15. Определение параметра $\bar{F}_{c,\text{опт}}$ по этим характеристикам для заданного значения $\pi_{c,\text{расп}}$ производится из условия $\bar{P}_{c,\text{эф}} = \bar{P}_{c,\text{эф max}}$. При этом учитываются габаритные и массовые характеристики выходного устройства, простота конструкции и надежность работы. Иногда целесообразно допустить небольшое увеличение потерь в выходном устройстве в целях улучшения других его показателей.

Параметры и характеристики регулируемых сверхзвуковых сопел в значительной степени зависят от максимальной скорости полета летательного аппарата и значения $\pi_{c, \text{расп}}$ на этой скорости полета (см. рис. 12.1). Чем более высокое значение $\pi_{c, \text{расп}}$ имеет двигатель при максимальном числе M полета лета-

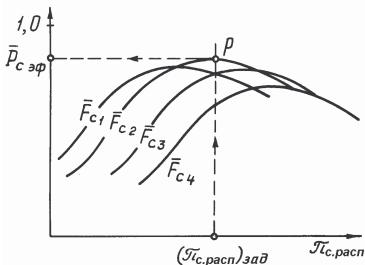


Рис.12.15. Эффективные характеристики сверхзвукового выходного устройства при $M_H = \text{const}$ и различных \bar{F}_c

тельного аппарата, тем большей должна быть площадь выходного сечения сопла при этом M_H и более широким диапазоном регулирования параметра \bar{F}_c . *Рассмотрим наиболее характерные программы регулирования сверхзвукового сопла по числу M полета.*

Так как $\pi_{c, \text{расп}}$ у всех типов ГТД с ростом M_H возрастает, то должно увеличиваться и отношение площадей \bar{F}_c для обеспечения условия $\pi_c \approx \pi_{c, \text{расп}}$. Если летательный аппарат имеет высокие максимальные числа M полета, то потребные значения площади \bar{F}_c оказываются очень большими, что приводит к увеличению миделя силовой установки и ее массы. Целесообразно ограничить предельное значение площади $F_{c \max}$ и соответственно параметра $\bar{F}_{c \max}$. Типовая программа регулирования \bar{F}_c по M_H , соответствующая условию $\pi_c \approx \pi_{c, \text{расп}}$, показана на рис. 12.16, а. Вначале отношение площадей \bar{F}_c возрастает, при некотором значении $M_H = M_{c,p}$ достигает максимально допустимого значения и затем остается практически неизменным.

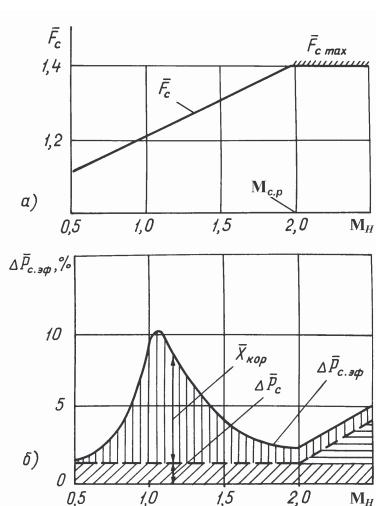


Рис. 12.16. Программа регулирования (а) и эффективная характеристика (б) сверхзвукового выходного устройства

Характер изменения потерь эффективной тяги $\Delta \bar{P}_{c, \text{эф}}$ при выбранной программе регулирования сопла представлен на рис. 12.16, б. Суммарные потери в сопле здесь разделены на три вида: внутренние (косая штриховка), от недорасширения (горизонтальная штриховка) и внешнее сопротивление (вертикальная штриховка). Уровень внутренних потерь практически одинаков при всех M_H и составляет 1,5...2,5% от идеальной тяги сопла. Потери от недорасширения при $M_H \approx M_{c,p}$ практически отсутствуют, а при $M_H > M_{c,p}$ – возрастают, так как $\bar{F}_c = \text{const}$, а $\pi_{c, \text{расп}}$ увеличивается с ростом M_H . Внешнее сопротивление при $M_H = M_{c,p}$ (когда полностью раскрыты створки сопла)

невелико, но оно повышается по мере снижения M_H вследствие прикрытия створок сопла. **Наибольшие суммарные потери в регулируемом сопле Лаваля получаются в области трансзвуковых скоростей полета.** Они обусловлены значительным прикрытием створок сопла и возрастанием внешнего (волнового) сопротивления при их обтекании.

Сравнение характеристик регулируемых сопел Лаваля, рассчитанных для одной и той же зависимости $\pi_{c, \text{расп}} = f(M_H)$, но для трех различных значений чисел $M_{c,p}$ и соответственно значений $F_{c \max}$, дано на рис. 12.17. Штриховые линии показывают зависимости $\Delta \bar{P}_c$ от M_H , сплошные – $\Delta \bar{P}_{c,\text{эф}}$ от M_H . Сопло 1 рассчитано на высокое, сопло 2 – на промежуточное, а сопло 3 – на низкое значение параметра $\bar{F}_{c \max}$. Как видно, для сопел, рассчитанных на большие значения $M_{c,p}$ и имеющих более высокие величины $\bar{F}_{c \max}$, потери $\Delta \bar{P}_{c,\text{эф}}$ при максимальной скорости полета получаются меньшими за счет более низких потерь от недорасширения газа. Но в области трансзвуковых скоростей полета, соответствующих $M_H=0,9\dots1,2$, значения $\Delta \bar{P}_{c,\text{эф}}$ у них (за счет большего потребного прикрытия створок сопла и возрастания вследствие этого внешнего сопротивления) становятся более высокими. Если же внешние габаритные размеры выходного сечения сопла ограничены более низкими значениями $\bar{F}_{c \max}$, то увеличиваются потери от недорасширения в области максимальных чисел M полета, но снижается внешнее сопротивление при трансзвуковых скоростях полета, что обусловлено меньшим потребным прикрытием вторичных и наружных регулируемых створок сопла при этих M_H . При снижении M_H в области $M_H<1$ волновые потери уменьшаются, что приводит к уменьшению $\Delta \bar{P}_{c,\text{эф}}$ при всех значениях $M_{c,p}$. Внутренние потери у сравниваемых сопел получаются приблизительно одинаковыми.

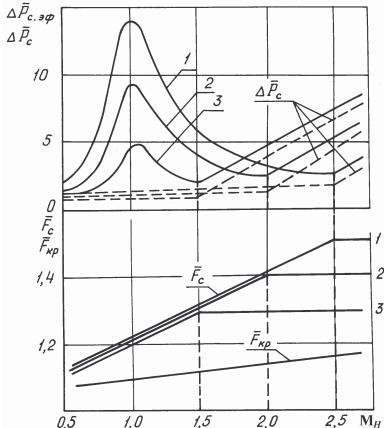


Рис. 12.17. Влияние чисел M «заявзки» на протекание характеристик регулируемых выходных устройств:
1 – $M_{c,p}=2,5$; 2 – $M_{c,p}=2$; 3 – $M_{c,p}=1,5$

На величину потерь эффективной тяги регулируемого сопла Лаваля влияет режим работы двигателя. Рассмотренные характеристики относились к полному форсированному режиму. При переходе на максимальный режим работы двигателя осуществляется уменьшение площади F_{kp} . Для сохранения в этих условиях одинаковых величин π_c и \bar{F}_c (поскольку $\pi_{c,расп}$ для случая $M_H=\text{const}$ при этом не изменяется) требуется значительно прикрывать внешние створки сопла, чтобы обеспечить при меньшей площади F_{kp} неизменное отношение площадей \bar{F}_c . Более сильное прикрытие внешних створок приводит к возрастанию внешнего сопротивления. Одновременно при переходе на нефорсированный режим снижается $P_{c,ид}$. Поэтому *относительные потери эффективной тяги сопла* $\Delta\bar{P}_{c,\text{эф}} = \Delta\bar{P}_c + \bar{X}_{\text{кор}}$ *при переходе с форсированных на максимальные режимы значительно повышаются*. Это является следствием влияния двух указанных причин – увеличения $X_{\text{кор}}$ и снижения $P_{c,ид}$.

12.6. УСТРОЙСТВА РЕВЕРСА ТЯГИ

В реверсивных устройствах (РУ) осуществляется изменение направления вектора тяги на противоположное, в результате чего создается отрицательная тяга, направленная против движения самолета и вызывающая его торможение. Реверс первоначально использовался на транспортных самолетах и истребителях («Торнадо», «Вигген») только для целей сокращения длины пробега при посадке. На силовых установках перспективных военных самолетов использование реверса целесообразно как для сокращения длины пробега при посадке, так и для повышения маневренности в полете за счет быстрого торможения самолета в воздушном бою.

Реверс тяги осуществляется поворотом реактивной струи, выходящей из двигателя, навстречу набегающему потоку при помощи специальных устройств. Рассматривается, изучается и практически используется большое разнообразие таких устройств применительно как к осесимметричным, так и плоским соплам. Их можно разделить на *решетчатые* и *створчатые*. При этом прямой поток при реверсе может перекрываться и поворачиваться перед критическим сечением сопла или после него. Для обеспечения при посадке самолета отрицательной тяги поворот потока при реверсе должен осуществляться на угол, больший 90° . В существующих схемах он достигает $120\dots150^\circ$, что

составляет $30\dots60^\circ$ в отсчете от вертикальной плоскости обреза сопла. Этот угол, обозначаемый $\Psi_{рев}$, является одним из важнейших параметров реверсивного устройства (см. рис.12.18).

В решетчатых реверсивных устройствах в качестве элементов, отключающих поток, используются специальные решетки профилей, которые могут устанавливаться под заданным углом неподвижно или иметь возможность поворачиваться на открытие и закрытие, а для перекрытия пути движения газа в прямом направлении используются специальные створки (см.5 на рис.12.5). На режиме прямой тяги эти створки могут закрывать решетку профилей или убираться в ниши, образуя плавные внутренние обводы проточной части.

В створчатых реверсивных устройствах поворот потока осуществляется специальными длинными створками, которые на режиме прямой тяги могут размещаться у наружной поверхности выходного устройства, образуя его внешние обводы (рис.12.18) или располагаться вдоль поверхности центрального тела (в плоском сопле). На режиме реверсирования эти створки (называемые створками ковшевого типа) устанавливаются за критическим сечением сопла, перекрывая путь движению газа в прямом направлении и, поворачивая газовый поток на угол $\Psi_{рев}$, который в этой схеме может быть большим, чем в РУ решетчатого типа.

У двигателей с большими степенями двухконтурности $60\dots70\%$ тяги создает наружный контур, поэтому реверсирование тяги у них обычно осуществляется применением решетчатых РУ только в наружном контуре. Реже РУ устанавливаются в обоих контурах. В таком случае РУ внутреннего контура не создают заметной отрицательной тяги, а лишь поворачивают поток на угол около 90° ($\Psi_{рев} \approx 0$). Это делается по той причине, что эффект реверсирования тяги внутреннего контура мал, но при повороте горячих струй на угол $\Psi_{рев} > 0$ они могут попадать на вход в двигатель и вызывать нарушение нормальных условий его работы (рис.12.19).

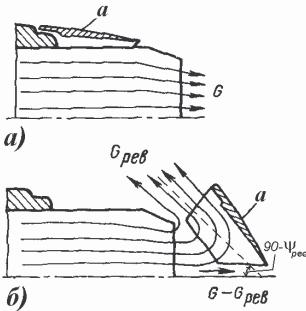


Рис.12.18. Схема реверсивного устройства ковшевого типа: а) створки *a* убраны; б) створки выпущены

На рис.12.20 показаны три схемы РУ для перспективных маневренных самолетов, наглядно демонстрирующие их основные особенности. Схемы *а* и *б* относятся к плоским соплам с косым срезом и отличаются типом створок (решетчатые и ковшевые) и местом поворота реактивной струи (до и за критическим сечением). В этих плоских соплах реверс осуществляется в вертикальной плоскости. Схема *в* относится к осесимметричному соплу, в котором для поворота потока

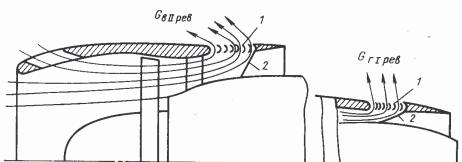


Рис.12.19 Схема реверсивного устройства ТРДД с высокой степенью двухконтурности: 1 – решетки для поворота потока; 2 – перекрывающие створки

используется решетка профилей, а перекрытие прямого потока осуществляется специальными регулируемыми створками. Эти створки на режиме прямой тяги убираются и закрывают нишу с поворотными лопатками. Ось РУ здесь располагается наклонно с целью свети к минимуму попадание реактивных струй на фюзеляж самолета или на вход в двигатели.

Для того, чтобы при включении РУ в полете режим работы двигателя не изменился, должно быть обеспечено постоянство эффективной площади критического сечения сопла μF_{kp} . В схемах с поворотом сверхзвукового потока (рис. 12.20, *б*) это условие выполняется при сверхкритическом перепаде давлений в сопле автоматически. В схемах с поворотом потока перед критическим сечением требуется регулирование площади критических сечений решетки профилей.

К реверсивным устройствам предъявляются следующие требования:

- реверсированная тяга при посадке самолета должна составлять не ме-

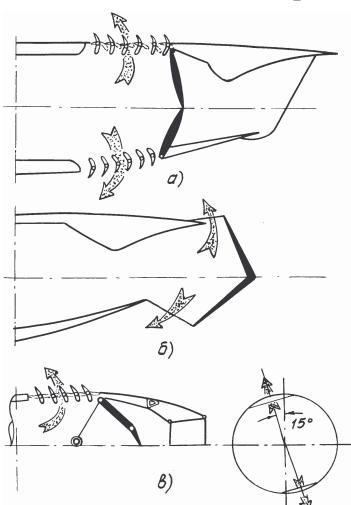


Рис.12.20. Схемы реверсивных устройств перспективных СУ: *а* – плоское сопло с косым срезом ADEN; *б* – плоское сопло с косым срезом SERN; *в* – осесимметричное сопло

нее 50% от прямой тяги в стендовых условиях;

- должна обеспечиваться возможность регулирования величины реверсированной тяги;

- включение РУ практически не должно влиять на режим работы двигателя;

- при выключении РУ и переходе на режим прямой тяги дополнительные потери тяги должны практически отсутствовать;

- динамические характеристики (быстрота включения) и продолжительность работы РУ должны соответствовать установленным нормам;

- выхлопные газы при реверсе тяги не должны попадать на элементы планера и на вход в двигатель;

- РУ должны быть надежными в эксплуатации, иметь малый вес и приемлемую стоимость изготовления;

- РУ должны совмещаться с устройствами отклонения вектора тяги.

Эффективность РУ согласно ГОСТу оценивается **коэффициентом реверсирования тяги** $\bar{P}_{\text{рев}}$, который равен отношению отрицательной тяги при включенном реверсе к прямой тяге при выключенном реверсе на заданном режиме работы двигателя при одинаковых значениях $\pi_{c,\text{расп}}$

$$\bar{P}_{\text{рев}} = -P_{\text{рев}} / P. \quad (12.14)$$

Величина $\bar{P}_{\text{рев}}$ в значительной степени зависит от угла поворота струи $\Psi_{\text{рев}}$. Но помимо этого на $\bar{P}_{\text{рев}}$ влияют: внутренняя геометрия проточной части, тип и форма реверсивных створок, наличие боковых щек, а также режимные параметры, такие, как $\pi_{c,\text{расп}}$ и число M полета.

Характеристик РУ принято представлять в виде зависимости $\bar{P}_{\text{рев}}$ от $\pi_{c,\text{расп}}$ и числа M полета.

На рис.12.21 дано сравнение характеристик РУ осесимметрич-

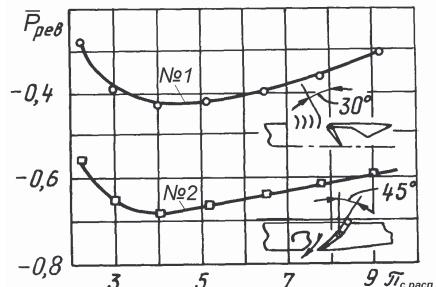


Рис.12.21. Характеристики РУ в стендовых условиях

ного сопла с решетчатыми створками и плоского сопла с РУ створчатого типа. В осесимметричном сопле при угле установки выходных кромок профилей в решетке, равном $\Psi_{уст}=30^\circ$, достигнут максимальный коэффициент реверсирования $\bar{P}_{рев} \approx -0,4$. Это недостаточно высокое значение $\bar{P}_{рев}$ объясняется тем, что при коротких створках фактический угол отклонения струи при повороте оказывался меньшим 30° , т.е. имело место отставание эффективного угла отклонения реверсируемых струй по сравнению с геометрическим углом установки поворотных лопаток (угол отставания составил $\sim 10^\circ$). В плоском сопле использование более длинных поворотных створок, устанавливаемых на угол $\Psi_{уст}=45^\circ$, обеспечило в тех же условиях $\bar{P}_{рев} \approx -0,7$, что превышает требуемую величину для торможения самолета при пробеге.

На рис.12.22 показано влияние на величину $\bar{P}_{рев}$ числа М полета

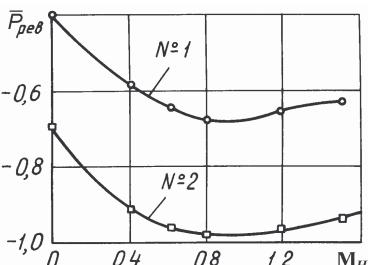


Рис.12.22. Характеристики РУ в условиях полета

для РУ тех же двух схем. Как видно, с увеличением скорости полета до $M_H=0,8$ эффективность РУ повышается. Это объясняется положительным влиянием на величину $\bar{P}_{рев}$ входного импульса и возникновением донного сопротивления на задних поверхностях панелей, перекрывающих прямой поток газа.

12.7. УСТРОЙСТВА УПРАВЛЕНИЯ ВЕКТОРОМ ТЯГИ

Включение вектора тяги в систему управления самолетом явилось важным этапом в развитии истребительной авиации. Оно обеспечило самолетам новое качество, именуемое *сверхманевренностью*. Сверхманевренность выражается как в существенном расширении возможностей боевого маневрирования, так и в радикальном повышении безопасности полетов, особенно в маневренном воздушном бою. При этом *превосходство в воздухе* достигается за счет возможностей осу-

ществления новых «нестандартных» фигур высшего пилотажа, таких, как «колокол», «кобра», «жук» и др., - с разворотом оси самолета, включая режимы «обращенного» полета (с углами атаки до 180°). Для осуществления таких маневров необходима высокая газодинамическая устойчивость двигателя в экстремальных условиях по уровню неравномерности и пульсаций потока на входе. **Безопасность пилотирования на режимах боевого маневрирования** обеспечивается за счет исключения режимов «сваливания» в штопор на критических углах атаки и при минимальных скоростях полета, когда возникает отрыв потока на крыле и самолет становится аэродинамически неуправляемым. В этих условиях система ОВТ заменяет обычное рулевое управление, обеспечивая стабилизацию самолета в полете. Возможно также использование ОВТ для улучшения взлетно-посадочных характеристик самолета.

Основными требованиями к системам ОВТ являются:

- непрерывное и плавное изменение направления вектора тяги сопла;
- регулирование площади критического сечения сопла, независимое от управления системой ОВТ;
- функционирование на всех режимах работы двигателя, включая форсажные;
- минимальные потери тяги на режимах ОВТ из-за утечек газа в подвижных элементах;
- высокая надежность на всех режимах полета при заданном времени непрерывной работы и скорости изменения угла ОВТ.

Принципиальные схемы систем ОВТ различного типа были приведены в п.12.2 при рассмотрении типов и схем реактивных сопел. Системы ОВТ нашли применение как в осесимметричных, так и в плоских соплах. Большинство зарубежных разработок и предложений относится к соплам плоских схем трех типов. Это сверхзвуковые регулируемые сопла с несимметричным отклонением створок (рис.12.3), сопла с косым срезом, в которых ОВТ осуществляется в основном за счет отклонения створки 3 (рис.12.5) и сопла с центральным телом, в которых ОВТ обеспечивается поворотом задней части центрального тела (рис.12.6). Во всех этих схемах осуществляется отклонение вектора тяги только в вертикальной плоскости. В них реализуется требование не-

зависимого регулирования площади $F_{\text{кр}}$ при включении в работу системы ОВТ.

В отечественных разработках преобладают сопла с ОВТ осесимметричных схем. Это оправдано требованиями модернизации реактивных сопел существующих сверхзвуковых маневренных самолетов. Применяются сопла с отклонением потока в дозвуковой части сопла (сопло НТЦ им. А. Люльки для самолета Су-27 и его модификаций). Разработана схема, в которой ОВТ осуществляется за счет поворота не всего сопла, а только его сверхзвуковых створок (сопло «КЛИВТ» завода им. В.Я. Климова для установки на самолетах МиГ-29 ОВТ).

Разработка и успешная эксплуатация всережимных сверхзвуковых регулируемых реактивных сопел для двигателей АЛ-31Ф и АЛ-35МЛ с отклонением вектора тяги является выдающимся достижением российской двигателестроительной фирмы «Сатурн» и ее НТЦ им. А.Люльки. Схема такого сопла была представлена на рис.12.4. Оно устроено и работает следующим образом.

Поворотный корпус сопла 2 соединен с неподвижным корпусом 1 (корпусом ФК) шарнирно с помощью двух шкворней 10, обеспечивающих отклонение сопла на угол $\pm 20^\circ$ в вертикальной плоскости. Наружная поверхность неподвижного и внутренняя поверхность поворотного корпусов в области сочленения имеют сферическую форму, чем обеспечивается возможность поворота сопла с сохранением минимальных радиальных зазоров. Для предотвращения утечек газа через зазор между корпусами предусмотрены уплотнительные элементы 3. Управление соплом осуществляется двумя парами гидроцилиндров 8, расположенных по обе стороны оси поворотного устройства. Имеется механизм аварийной постановки сопла в нейтральное положение ($\psi_c=0^\circ$) и «жесткой» его фиксации при отказах управления вектором тяги. Реактивное сопло имеет три обычных комплекта створок: первичные (дозвуковые), образующие критическое сечение, вторичные (сверхзвуковые), которые шарнирно закреплены на концах дозвуковых створок, и наружные, задние концы которых шарнирно заделаны на корпусе, а передние через ролики связаны с вторичными створками на срезе сопла.

Привод первичных створок осуществляется гидроцилиндрами 6, обеспечивающими регулирование площади F_{kp} . Вторичные створки не имеют независимого регулирования и в некоторых пределах, определяемых свободным ходом телескопических тяг 7, могут устанавливаться в равновесное состояние под действием газодинамических сил от распределения давлений на внутренней и внешней поверхностях створок. На режимах недорасширения створки, выбирая предусмотренный зазор, раскрываются, а на режимах перерасширения прикрываются, приближая тем самым режим работы сопла к оптимальному в условиях внешнего обтекания. Имеется сложная система взаимной синхронизации перемещения створок при их открытии и прикрытии, условно представленная перекрестными тягами 9. Для демпфирования колебаний створок и коррекции площади выходного сечения сопла предусмотрена специальная обвязка створок в виде браслета из 12 пневмоцилиндров 11, в которые подается воздух из компрессора, создавая некоторое дополнительное усилие на прикрытие створок. Такая система управления выходными створками получила наименование «автофлюгирования с коррекцией».

В настоящее время указанными фирмами разработаны модификации *«серакурсных* устройств ОВТ, обеспечивающих поворот вектора тяги в любой плоскости.

Характеристики устройств ОВТ оцениваются по двум параметрам – коэффициенту потерь тяги $\Delta\bar{P}_c$ (или, при полном расширении газа в сопле – величиной коэффициента скорости Φ_c) и эффективному (т.е. фактическому) углу отклонения вектора скорости истечения из сопла $\bar{\psi}_c$ по отношению к оси двигателя – $\Psi_{c,\text{эфф}}$. Типичные характеристики плоских устройств ОВТ представлены на рис. 12.23, а. Как видно, эффективный угол отклонения $\Psi_{c,\text{эфф}}$ отстает от геометрического Ψ_c . Чем меньше это отставание $\Delta\Psi = \Psi_c - \Psi_{c,\text{эфф}}$, тем эффективнее работает система ОВТ.

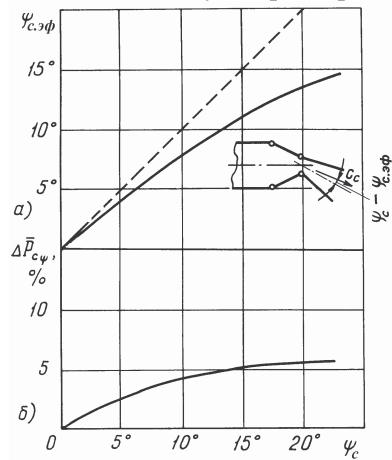


Рис.12.23, а. Типовые характеристики устройств ОВТ

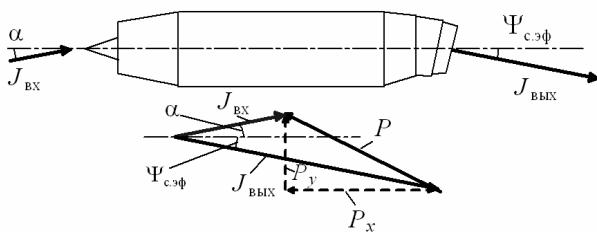


Рис.12.23,б. Определение \vec{P} по $J_{\text{вых}}$ и $J_{\text{вх}}$

Потери тяги возрастают при увеличении угла отклонения створок и при $\Psi_c \approx 20^\circ$ составляют величину порядка 5...10%.

Характеристики устройств ОВТ, представленные на

рис.12.23,а, позволяют при каждом заданном значении вектора скорости полета \vec{V} и эффективного угла отклонения реактивной струи $\Psi_{\text{с.эф}}$ находить величину вектора скорости реактивной струи \vec{c}_c и соответствующее ей значение выходного импульса $\vec{J}_{\text{вых}} = G_r \vec{c}_c$. Величина вектора тяги двигателя \vec{P} определяется формулой (см.рис.12.23, б)

$$\vec{P} = \vec{J}_{\text{вых}} - \vec{J}_{\text{вх}} = G_r \vec{c}_c - G_b \vec{V}.$$

12.8. РЕАКТИВНЫЕ СОПЛА ДВИГАТЕЛЕЙ ДЛЯ БОЛЬШИХ СВЕРХЗВУКОВЫХ И ГИПЕРЗВУКОВЫХ СКОРОСТЕЙ ПОЛЕТА

При больших скоростях полета повышаются требования к качеству профилирования и точности расчетов реактивных сопел, поскольку значительно возрастает коэффициент усиления потерь тяги $K_{\text{yc}} = \Delta \bar{P} / \Delta \bar{P}_c$, показывающий % снижения тяги двигателя при уменьшении коэффициента потерь тяги сопла на 1%. При $M_H > 5...6$ его величина доходит до 2...3 и более. В связи с этим незначительная ошибка в оценке $\Delta \bar{P}_c$ сопла приводит к значительным неточностям в определении $\Delta \bar{P}$ двигателя.

Кроме того, с увеличением $M_{H \text{ max}}$ самолета возрастает расположенная степень понижения давления сопла $\pi_{c, \text{расп}} = p_{\text{кр}}^* / p_H$, что связано с увеличением сжатия воздуха от скоростного напора. Повышение $\pi_{c, \text{расп}}$ вызывает рост потребных значений отношения площадей

$\bar{F}_c = F_c/F_{kp}$, а следовательно, увеличение диаметральных и продольных размеров сопла, что приводит к возрастанию поверхностей охлаждения, увеличению доли потерь на трение, усложнению конструкции и регулирования, ухудшению массовых характеристик и других показателей таких сопел. Увеличение температур на входе в сопло до 2500...3000 К и более приводит к тому, что продукты сгорания перед соплом оказываются диссоциированными. В процессе истечения это вызывает потери особого рода, связанные с химической неравновесностью.

У современных сверхзвуковых самолетов, имеющих $M_{H\max} \approx 2,2 \dots 2,4$, значения $(\pi_{c, \text{расп}})_{\max}$ получаются порядка 20...30, а потребное отношение площадей \bar{F}_c , соответствующее этим $\pi_{c, \text{расп}}$, не превышает 6...7. У ГЛА, имеющих $M_{H\max} \approx 6$, значения $\pi_{c, \text{расп}}$ достигают 250...300 и более. При таких значениях $\pi_{c, \text{расп}}$ нужно уже иметь $\bar{F}_c \approx 30 \dots 40$. Сопло получается очень больших размеров.

Реактивные сопла с внутренним расширением типа сопла Лаваля при $M_H < M_{H\max}$ требуют уменьшения отношения площадей \bar{F}_c , чтобы не допустить перерасширения газового потока и связанных с этим очень больших потерь. Это осуществляется прикрытием регулируемых створок сопла. Но в таком случае на внешней поверхности кормовой части створок сопла возникает разрежение ($p < p_H$), создающее кормовое (донное) сопротивление. Оно тем выше, чем больше размеры и степень прикрытия створок сопла. Размеры и массу сопла внутреннего расширения можно несколько уменьшить, если рассчитать («заязять») сопло не на $M_{H\max}$ самолета, а на меньшее число M полета – на расчетное число M_H для сопла $M_{c,p} < M_{H\max}$. Тогда, вследствие снижения $\pi_{c, \text{расч}}$, будет уменьшаться как площадь F_c на срезе сопла, так и отношение площадей $\bar{F}_c = F_c/F_{kp}$. Но на расчетном режиме полета в сопле возникнут потери от недорасширения газовой струи, хотя вместе с этим уменьшится внешнее сопротивление сопла в области трансзвуковых скоростей полета.

«Завязывая» сопло на $M_{c,p} < M_{H \max}$, мы тем самым ограничиваем размеры его выходной площади некоторой величиной $\bar{F}_{c \max}$, а следовательно, уменьшаем лобовые габариты, длину, массу, площадь поверхностей охлаждения и в том числе степень прикрытия створок сопла \bar{F}_c в области трансзвуковых скоростей полета, а следовательно, и внешнее сопротивление сопла на этих режимах полета. Но, поскольку это достигается ценой потерь от недорасширения на расчетном числе M полета, величина $M_{c,p}$ и соответствующее ей значение $\bar{F}_{c \max}$, должны определяться на основе оптимизации.

На рис.12.24 представлены зависимости коэффициента потерь эффективной тяги сопел Лаваля $\Delta \bar{P}_{c,\text{эф}}$ от M_H для случая, когда при заданной зависимости $\pi_{c,\text{расп}} = f(M_H)$ «завязка» сопла производится на различные $M_{c,p}$ (2,5; 3,0; 4,0; 5,0) при $M_{H \max} = 6$. Видно, что при снижении размеров сопла за счет ограничения $\bar{F}_{c \max}$, а именно, уменьшение этой величины от 40 при $M_{c,p}=6$ до 25; 15; 9 и 6 (что соответствует $M_{c,p}=5; 4; 3$ и 2,5), при больших M_H возникают значительные потери от недорасширения. При $\bar{F}_{c \max} = 6$ (т.е. $M_{c,p} = 2,5$) они доходят до $\sim 10\%$. И хотя при этом снижаются потери от внешнего обтекания на трансзвуковых скоростях полета, такие сопла в целом получаются малоэффективными.

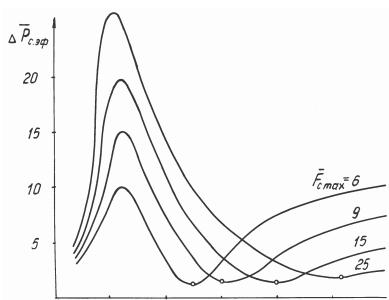


Рис.12.24. Влияние числа M «заязки» сопла на $\Delta \bar{P}_{c,\text{эф}}$

Неприемлемые габаритно-массовые характеристики всережимных регулируемых сопел с внутренним расширением и трудности их интеграции с планером ЛА явились причиной пристального изучения возможностей применения на ГЛА реактивных сопел **с частичным или полностью внешним односторонним расширением**. В качестве поверхности расширения, имеющей очень большие потребные размеры, при подфюзеляжной компоновке СУ

может использоваться теплоизолированная нижняя поверхность хвостовой части фюзеляжа, которая имеет достаточные размеры для расширения газа при его истечении из сопла в расчетных условиях.

Реактивные сопла с внешним односторонним расширением могут иметь разные схемы – главным образом за счет разной формы профиля поверхности расширения и обечайки и различного угла наклона плоскости критического сечения по отношению к оси сопла. Две наиболее типичные схемы таких сопел с картиной течения на расчетном режиме представлены на рис.12.25.

У этих сопел осуществляется полное или почти полное внешнее расширение сверхзвукового потока. Поэтому длина и площадь поверхности створок, ограничивающих поток в сверхзвуковой части, получаются существенно меньшими. Это объясняется тем, что у осесимметричного сопла Лаваля разгон потока завершается быстрее на его оси, чем вблизи стенок, чем и определяется их значительная длина. У рассматриваемых сопел быстрее разгоняется поток у обечайки, поэтому правее точек B (см.рис.12.25), где уже достигается расчетная скорость истечения, отпадает необходимость иметь жесткую стенку. Ее роль выполняет линия тока $B-C$, которая при уменьшении степени расширения в сопле может деформироваться, что исключает значительное перерасширение газа при уменьшении перепада давлений.

Сопло с плоской обечайкой (рис.12.25,*а*) **является соплом смешанного расширения**. Расширение газового потока в этом сопле происходит на характеристиках двух семейств: на нисходящих характеристиках (характеристиках первого семейства) и отраженных восходящих характеристиках (характеристиках второго семейства). Поток при расширении на характеристиках первого семейства разворачивается к оси сопла, а при расширении на характеристиках второго семейства – разворачивается от оси сопла. После прохождения последней характеристики $B-D$ поток имеет направление, параллельное оси сопла.

Сопло с прикрытый обечайкой (рис.12.25,*б*) **является**

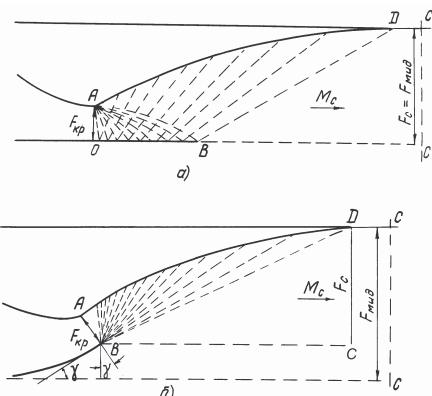


Рис.12.25. Схемы плоских сопел со смешанным (*а*) и внешним (*б*) односторонним расширением

соплом внешнего одностороннего расширения. Расширение газового потока в нем происходит на характеристиках только одного семейства, которые исходят из точки B . При этом поток при прохождении через характеристики отклоняется только в одну сторону – от оси сопла. Чтобы получить осевой выход потока в сечении $c-c$ критическое сечение сопла должно быть наклонено к оси сопла на угол разворота потока γ , величина которого определяется заданным значением $\pi_{c,расп}$. Поскольку обечайка у этого сопла наклонена на угол γ , при ее внешнем обтекании уже на расчетном режиме возникает течение разрежения, а после разгона внешнего потока при его повороте к оси сопла – скачки уплотнения. Это приводит к появлению внешнего сопротивления уже при $M_{c,p}$. Но преимущество этого сопла состоит в том, что оно является более коротким.

Сопла с внешним односторонним расширением по сравнению с соплами Лаваля имеют меньшую длину и значительно меньшие площади боковых поверхностей, а в статических условиях (при $M_H = 0$) в них практически не возникает потерь от перерасширения газового потока, что объясняется отсутствием нижней ограничивающей поток стенки.

Наличие внешнего сверхзвукового обтекания даже у сопла с цилиндрической обечайкой вызывает при $M_H < M_{c,p}$ перерасширение газовой струи. Физическая картина течения для этого случая показана на рис.12.26. При уменьшении перепада давлений в сопле струя за соплом сужается и ее площадь становится меньшей площади среза обечайки. Сверхзвуковой внешний поток, обтекая такую сужающуюся струю, вначале поворачивается к оси сопла и разгоняется вдоль свободной поверхности струи, а на ее границе давление становится меньшим атмосферного.

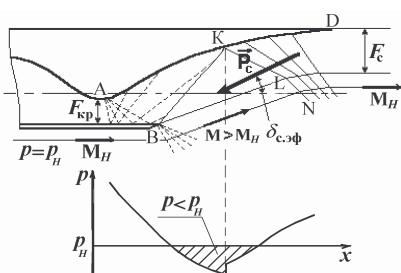


Рис.12.26. Структура потока в сопле с плоской обечайкой при $M_H < M_{c,p}$

Это оказывает влияние на распределение давлений на поверхности расширения $A-D$ (см.рис.12.26) – на ней появляется область пониженного давления ($p < p_H$). Затем, при обратном повороте потока (от оси струи), возникают волны давления и скачки уплотнения ($B-K-L-N$, рис.12.26). Давление на поверхности струи и на поверхности расширения начинает повышаться.

Наличие на значительной части поверхности расширения, наклоненной к оси сопла, обширной области течения, где $p < p_H$, приводит вследствие несимметричности течения к **повороту вектора тяги**. Его осевая составляющая снижается и появляется поперечная составляющая.

Появление на нерасчетных режимах работы дополнительной поперечной силы, направленной на режимах перерасширения при подфюзеляжной компоновке вниз, является существенной особенностью сопел с односторонним расширением. Величина угла $\delta_{c,\text{эф}}$ отклонения вектора тяги \bar{P}_c меняется с изменением скорости полета, что значительно усложняет проблему компоновки силовой установки и планера и балансировки ГЛА на нерасчетных режимах полета, особенно в области трансзвуковых скоростей.

Характеристики сопел с односторонним расширением оценивают посредством коэффициентов потерь продольной $\bar{P}_{c,x,\text{эф}}$ и поперечной $\bar{P}_{c,y,\text{эф}}$ составляющих тяги и по углу отклонения вектора тяги

от продольной оси сопла $\delta_{c,\text{эф}}$. На рис.12.27 в качестве примера представлены характеристики плоского сопла с внешним односторонним расширением, рассчитанные численным методом на основе решения уравнений Эйлера при типовой зависимости $\pi_{c,\text{расп}} = f(M_H)$. Они определены в условиях внешнего обтекания сверхзвуковым потоком в диапазоне M_H от 1,5 до 6,0. Сопло «завязано» на $M_{c,p} = 3,5$, поэтому в сторону увеличения M_H от $M_{c,p} = 3,5$ имеются потери продольной составляющей тяги сопла от недорасширения потока и за счет отклонения вектора тяги на небольшой положительный угол вверх от оси сопла, поскольку на этом участке $\bar{P}_{c,y,\text{эф}} > 0$. При $M_H = 3,5$ значение

$\bar{P}_{c,y,\text{эф}} \approx 0$. Следовательно, здесь направление вектора тяги сопла почти совпадает с осью сопла. При $M_H < 3,5$, как видно, $\bar{P}_{c,y,\text{эф}} < 0$ и вектор тяги отклоняется вниз от оси сопла, причем при $M_H = 1,5$ угол $\delta_{c,\text{эф}}$ составляет примерно минус 40°.

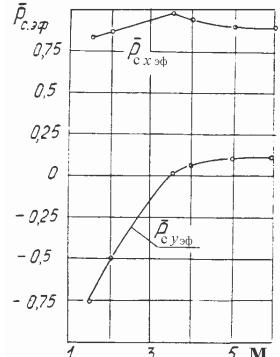


Рис.12.27. Эффективные характеристики сопла с плоской обечайкой

Особенностью реактивных сопел ГПВРД по сравнению с соплами СПВРД является то, что число M на входе у них больше единицы и критическое сечение, как таковое, отсутствует. Поэтому их расчет производится по статическим параметрам на входе в сопло: p_g , T_g и c_g , которые находятся из расчета камеры сгорания ГПВРД.

В соответствии с этим степень понижения давления $\pi'_{c,расп}$ определяется из соотношения $\pi'_{c,расп} = p_g / p_H$, а коэффициент тяги сопла, характеризующий потери эффективной тяги в сопле, вычисляется, как обычно, по формуле $\bar{P}_{c,\text{эф}} = P_{c,\text{эф}} / P_{c,\text{нд}}$.

Поскольку при очень больших M_H величины $\pi'_{c,расп}$ у сопел ГПВРД получаются меньшими, чем у сопел СПВРД, это приводит к снижению коэффициента потерь эффективной тяги $\Delta\bar{P}_{c,\text{эф}}$. Из-за более низких температур газа T_g снижаются потери от химической неравновесности процесса истечения.

В сопла ГПВРД поступают диссоциированные продукты сгорания, на что затрачивается некоторое количество сообщаемой теплоты. Состав диссоциированных продуктов сгорания определяется в процессе расчета КС. При расширении диссоциированных продуктов сгорания в реактивном сопле из-за снижения температуры газа скорость и время протекания химических реакций резко замедляются и это время становится сравнимым и даже меньшим времени пребывания газа в сопле. Поэтому процессы рекомбинации в соплах не успевают завершиться, и часть энергии, затраченной на диссоциацию газа до входа в сопло, не переходит в кинетическую энергию реактивной струи в процессе расширения. Обусловленные этим потери тяги сопла называют *потерями на химическую неравновесность*.

Химическая неравновесность создает особый вид потерь, которые добавляются к ранее рассматриваемым потерям в реактивных соплах, состоящим из *контурных потерь* (от неравномерности и несоосности скоростей на срезе сопла), *потерь на трение* и *потерь на нерасчетность истечения газа из сопла*. Эти дополнительные потери зависят от рода применяемого топлива, давления и температуры на входе в сопло, коэффициента избытка воздуха, абсолютных размеров сопла и т.д. Процессы химической неравновесности имеют сложную природу и определяются по методам газовой динамики реагирующих сред с учетом химической кинетики.

Расчет химической неравновесности в соплах весьма сложен, поэтому для приближенных оценок характеристик сопел, рабочим телом которых является высокотемпературный диссоциированный газ, рассматриваются *два предельных случая*: а) – когда скорости протекания физико-химических процессов принимаются бесконечно большими – *такое истечение называют равновесным*; б) – когда эти скорости принимаются нулевыми – *такое истечение называют «замороженным»*.

При равновесном течении в каждом сечении сопла устанавливаются параметры и степень диссоциации, соответствующие термодинамически равновесному составу газа. В таком случае химические реакции рекомбинации протекают в полном объеме и состав газа изменяется по длине сопла. Равновесному процессу расширения соответствует максимально-возможные значения скорости истечения и тяги реактивного сопла и двигателя в целом.

При «замороженном» течении состав продуктов сгорания и степень диссоциации принимаются неизменными, соответствующими их значениям, заданным на входе в сопло. Поскольку энергия, затраченная на диссоциацию, в процессе истечения не переходит в энергию направленного движения молекул газа, то величины скорости истечения и тяги реактивного сопла здесь получаются заниженными, а потери – более высокими. Действительный процесс истечения, сопровождающийся протеканием неравновесных химических реакций, занимает промежуточное положение между двумя указанными предельными случаями.

Проведенные различными авторами расчеты течений в соплах с учетом кинетики химических реакций показывают, что основное влияние на процесс химической неравновесности оказывают давление и температура на входе в сопло. При относительно небольших давлениях на входе в сопло результаты точных расчетов с учетом химической кинетики близки к расчетным для замороженного течения. При высоких давлениях результаты расчетов с учетом химической кинетики располагаются примерно посередине между равновесным и замороженным течениями. При этом в случае равновесного течения потери получаются заниженными, а в случае замороженного – завышенными.

Расчеты для типовых траекторий полета ГЛА показывают (рис.12.28), что до $M_H = 3$ потери от химической неравновесности составляют $<1\%$, а при $M_H = 16\dots 20$ они достигают $6\dots 7\%$ и по величине сравниваются с другими видами потерь. С учетом K_{yc} , равного в этих условиях ≈ 3 , потери тяги, вызванные химической неравновесностью, могут достигать $\sim 20\%$. Это обстоятельство должно учитываться при расчете характеристик СУ для гиперзвуковых скоростей полета.

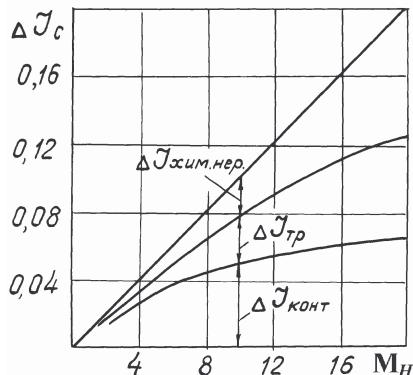


Рис.12.28. Характер изменения потерь импульса реактивных сопел в зависимости от M_H (по Г.Н. Лаврухину)

12.9. ОСОБЕННОСТИ ВЫХОДНЫХ УСТРОЙСТВ ТУРБОВАЛЬНЫХ ГТД ВЕРТОЛЕТОВ

Вследствие малых скоростей полета вертолетов и наличия у них режимов висения, когда скорость полета нулевая, у применяемых на них ТВад оптимальное распределение работы цикла между винтом и реактивной струей соответствует, как указывалось, минимально возможным скоростям истечения выхлопных газов из двигателя. Чтобы получить малые скорости истечения у этих двигателей вместо реактивных сопел используются *диффузорные выхлопные патрубки*, у которых площадь на выходе F_c выполняется большей площади F_t за турбиной. Поэтому в них осуществляется не разгон, а торможение газового потока от скорости c_t за турбиной до скорости c_c на выходе (рис.12.29). Статическое давление p_t за турбиной при этом получается меньшим атмосферного давления p_H , а полное давление p_t^* превышает давление p_H на небольшую величину, требуемую для выпуска газа через выходной патрубок. За счет перерасширения газового потока в турбине до давления $p_t < p_H$ увеличивается $\pi_{c,t}$ свободной турбины и достигается увеличение работы на ее валу.

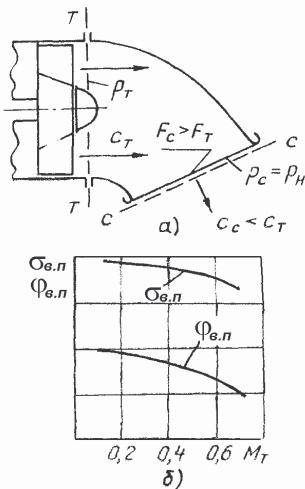


Рис.12.29. Схема диффузорного выхлопного патрубка ТВад (а) и его характеристики (б)

При низких скоростях истечения c_c реактивная тяга у ТВад получается очень малой и не дает заметного прироста тяговой мощности в полете. Поэтому выхлопные газы у вертолетных двигателей выпускаются не в сторону, противоположную направлению полета, как у ГТД прямой реакции, а через коленообразные отводы в боковые стороны. Это обеспечивает их лучшую компоновку на вертолете, а главное — снижает тепловую заметность вертолета вследствие экранирования ИК-излучения от турбины изогнутыми выхлопными патрубками.

Диффузорный характер течения в выхлопных патрубках, высокие числа M на выходе из турбины и сильное искривление каналов приводят к появлению значительных гидравлических потерь. Эти потери

увеличиваются при возрастании числа M газового потока за свободной турбиной M_T . Помимо этого, выхлопные патрубки вертолетных ГТД могут в своей конструкции содержать стойки, служащие для крепления затурбинного кока. На выходе из последнего рабочего колеса свободной турбины возможна закрутка потока газа. Все эти факторы влияют на гидравлические потери в выхлопных патрубках и их, как правило, определяют экспериментальным путем.

Для оценки потерь в выходных устройствах вертолетных ГТД используется **коэффициент восстановления полного давления выходного патрубка** $\sigma_{v.p} = p_c^* / p_t^*$, либо **коэффициент скорости выходного**

патрубка $\Phi_{v.p} = c_c / c_{c.id}$, где $c_{c.id} = \sqrt{2c_p T_t^* \left[1 - \left(p_t^* / p_H \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$. Каче-

ственный характер зависимостей величин $\sigma_{v.p}$ и $\Phi_{v.p}$ от числа M_t представлен на рис. 12.29,б.

Наряду с этим для оценки совершенства выходных устройств ТВад применяется **коэффициент использования кинетической энергии в выхлопном патрубке** θ , равный

$$\theta = \frac{2(p_c - p_t)}{\rho_t c_t^2}.$$

Величина θ характеризует относительную долю кинетической энергии выхлопных газов, вытекающих из турбины, используемую для понижения давления за свободной турбиной и увеличения $\pi_{c.t}$. Реально эта доля может составлять 50...60% от $0,5 \rho_t c_t^2$. Дальнейшее повышение θ уже становится невыгодным, т.к. приводит к увеличению геометрических размеров свободной турбины, повышает гидравлические потери в турбине и осложняет обеспечение прочности ее лопаток. Зная θ и M_t , можно определить достижимое значение $\pi_{v.p}^* = p_t^* / p_H$. Эта величина лежит в пределах 1,05...1,10.

Применяется и другой подход к оценке потерь в выходных устройствах ТВад, когда свободная турбина и выходной патрубок рассматриваются как единый элемент, на что будет указано во второй части данного учебника (в гл. 21). В этом случае потери в выходном устройстве включаются в общие потери свободной турбины и учитываются ее коэффициентом полезного действия.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Абрамович Г.Н.** Прикладная газовая динамика. 4-е изд. – М.: Наука, 1976, 890 с.
2. **Бакулов В.И., Голубев В.А., Нечаев Ю.Н.** и др. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок. Под ред. В.А. Сосунова, В.М. Чепкина. – М.: Изд-во МАИ, 2003, 688 с.
3. **Васильев В.И., Иванюшкин А.К., Павлюков Е.В.** и др. Аэродинамика воздухозаборников и сопел сверхзвуковых самолетов//Аэродинамика сверхзвуковых самолетов. – М.: Наука, 1998, 810 с.
4. **Иноземцев Н.В.** Авиационные газотурбинные двигатели. – М.: Оборонгиз, 1955.
5. **Казанджан П.К., Тихонов Н.Д.** Теория авиационных двигателей. Теория лопаточных машин.– М.: Машиностроение, 1995, 316 с.
6. **Кампстри Н.** Аэродинамика компрессоров. – М.: Мир, 2000, 688 с.
7. **Копелев С.З., Тихонов Н.Д.** Расчет турбин авиационных двигателей. – М.: Машиностроение, 1974.
8. Научный вклад в создание авиационных двигателей./Под ред. **В.А. Сосунова и В.И. Солонина.** – М.: Машиностроение, 2000, кн. I и II.
9. **Нечаев Ю.Н.** Теория авиационных двигателей. – М.: ВВИА им. проф. Н.Е. Жуковского, 1990, 702 с.
10. **Нечаев Ю.Н.** Входные и выходные устройства ВРД. – М.: ВВИА им. проф. Н.Е. Жуковского, 1971, 230 с.
11. **Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М.** Теория авиационных газотурбинных двигателей. – М.: Машиностроение, 1977, ч. I, 312 с, 1978, ч. II, 336 с.
12. **Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М.** и др. Теория авиационных двигателей./Под ред. Ю.Н. Нечаева. – М.: Воениздат, 1980, 416 с.
13. Теория реактивных двигателей//Лопаточные машины./Под ред. **Б.С. Стечкина.** – М.: Оборонгиз, 1956, 548 с.
14. **Федоров Р.М.** Расчет характеристик авиационных осевых компрессоров и анализ некоторых особенностей их работы в системе ТРД. Труды ВВИА им. проф. Н.Е. Жуковского, вып. 891. – М.: ВВИА им. проф. Н.Е. Жуковского, 1961, 50 с.
15. **Федоров Р.М.** Устойчивость течения воздуха в компрессоре ГТД. В кн.: Научные проблемы авиации и космонавтики. – М.: Наука, 1985.
16. **Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т.** Теория и расчет авиационных лопаточных машин. – М.: Машиностроение, 1986.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- Авторотация 134
Аппарат направляющий 58
– сопловой 167
Вентилятор 57
Возврат теплоты 172, 195
Воздухозаборник:
дозвуковой 261, 267
трансзвуковой 261, 271
сверхзвуковой 261, 273
– внешнего сжатия 262
– смешанного сжатия 262
Граница устойчивой работы:
входного устройства 285
компрессора 121, 145
Горение вибрационное 232
Диаметр втулки 59
– – относительный 69, 172
– средний 68, 172
Зазор осевой 69
– радиальный 69
Запас устойчивости:
входного устройства 266, 293
компрессора 153
Зона горения 225, 227
– обратных токов 227
– смешения 227
Индекс выделения (эмиссии) 239
Камера сгорания основная 226
– – форсажная 230
Каскад компрессора 106
Компрессор:
осевой 58, 106
осцентробежный 136
центробежный 96
Коэффициент восстановления
полного давления:
– в основной камере сгорания 219
– в форсажной камере 220
– во входном устройстве 264, 274
Коэффициент:
избытка воздуха 220
нагрузки компрессора 109
– – турбины 178, 196
полезного действия компрессора 108
– ступени компрессора 71
– ступени турбины 175
– турбины 195
– турбины мощностной 195
полноты сгорания 219
расхода входного устройства 266
– ступени компрессора 75
тяги сопла 331
Линия рабочих режимов 152
Отклонение вектора тяги 322, 345
Параметры ГТД удельные 54
Параметры решетки профилей 83
Поверхность торможения 262
Помпаж входного устройства 289
– компрессора 150
Приведенная частота вращения 127
Приведенный расход воздуха 127
Псевдоскачок 311
Работа расширения газа адиабат-
ная 172
– сжатия (повышения давле-
ния) воздуха адиабатная 70
– трения диска 104
Рабочее колесо 28, 167
Реверс тяги 340
Регулирование входного устрой-
ства 299
– выходного устройства 337

- компрессора перепуском воздуха 154
- – поворотом лопаток 158
- – разделением на каскады 163
- Скольжение роторов 165
- Сопло реактивное 317
 - с односторонним расширением 351
- Сопротивление:
 - входного устройства внешнее 280
 - гидравлическое 27
 - донное 50
 - дополнительное 49
 - силовой установки внешнее 48
- Сопротивление тепловое 68, 242
- Срыв вращающийся 135
- Стабилизация пламени 227
- Степень:
 - повышения давления:
 - в компрессоре (ступени) 70, 108
 - во входом устройстве 264
 - понижения давления:
 - в турбине (ступени) 173, 194
 - в сопле 320
 - реактивности:
 - ступени компрессора 73
 - турбины 177
- Ступень компрессора:
 - диагональная 102
 - осевая 59
 - подпорная 95
 - с постоянной циркуляцией 78
 - сверхзвуковая (трансзвуковая) 71, 91
 - центробежная 96
- Схемы реактивных сопел 321
- Теорема Эйлера:
 - о количестве движения 39
 - о моменте количества движения 40
- Теплоемкость процесса горения
- условная 244
- Теплонапряженность камеры сгорания 222
- Теплоперепад действительный 175
 - располагаемый 174, 194
- Типы входных устройств 261
- Треугольник скоростей:
 - ступени компрессора 62
 - ступени турбины 167
- Тяга реактивного двигателя 46
 - силовой установки эффективная 42
 - согла 321
- Угол атаки критический 85
 - номинальный 85
 - отставания 83
- Удлинение лопаток 69, 171
- Уравнение:
 - Бернулли (обобщенное) 31
 - неразрывности 23
 - первого закона термодинамики 29
 - радиального равновесия 76
 - сохранения энергии 24
- Фронт пламени 224
 - решетки 64
- Фронтовое устройство 227
- Характеристика:
 - входного устройства 283, 297
 - выходного устройства 331
 - камеры сгорания 234
 - – срывная 234, 238
 - компрессора 127
 - решетки профилей 84
 - турбины 201
 - форсажной камеры сгорания 237
- Химическая неравновесность 354
- Число Маха критическое 87
- Экран теплозащитный 232

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Введение	6
Г л а в а 1. Основные уравнения движения газа в двигателях и их элементах	22
1.1. Уравнение неразрывности	23
1.2. Уравнение сохранения энергии	24
1.3. Уравнение первого закона термодинамики	29
1.4. Обобщенное уравнение Бернулли	31
1.5. Теоремы Эйлера об изменении количества движения и момента количества движения	36
Г л а в а 2. Тяга, мощность и удельные параметры авиационных двигателей	41
2.1. Двигатель и силовая установка	41
2.2. Эффективная тяга силовой установки	42
2.3. Тяга реактивного двигателя	46
2.4. Внешнее сопротивление силовой установки при сверхзвуковых скоростях полета и его составляющие	48
2.5. Удельные параметры авиационных ГТД	54
Г л а в а 3. Теория ступени компрессора ГТД	57
3.1. Назначение компрессоров ГТД, их типы и основные требования к ним	57
3.2. Схема и принцип действия ступени осевого компрессора ..	58
3.3. Работа, затрачиваемая на вращение колеса ступени ..	64
3.4. Изображение процесса сжатия воздуха в ступени в p , v - и T , s -координатах	66
3.5. Основные параметры ступени осевого компрессора	68
3.5.1. Геометрические параметры	68
3.5.2. Газодинамические и кинематические параметры ..	69
3.6. Условия совместной работы элементов ступени, расположенных на различных радиусах	75
3.7. Профилирование лопаток ступени, выполненной по закону постоянной циркуляции	77

3.8. Параметры и характеристики компрессорных решеток профилей	81
3.8.1. Параметры профиля и решетки профилей	81
3.8.2. Характеристики решеток профилей	84
3.8.3. Влияние чисел M и Re на характеристики компрессорных решеток	86
3.9. Особенности течения воздуха в лопаточных венцах осевого компрессора	88
3.9.1. Потери в лопаточных венцах	88
3.9.2. Влияние радиальных и осевых зазоров на работу ступени	89
3.10. Особенности трансзвуковых и сверхзвуковых ступеней осевого компрессора	91
3.11. Особенности вентиляторных ступеней ТРДД с большой степенью двухконтурности	94
3.12. Схема и особенности работы центробежной ступени компрессора	96
3.13. Работа вращения колеса и основные параметры центробежной ступени	103
Г л а в а 4. Многоступенчатые компрессоры	106
4.1. Основные параметры многоступенчатого компрессора (каскада) и их связь с параметрами ступеней	106
4.2. Формы проточной части осевого компрессора (каскада)	112
4.3. Распределение работы сжатия воздуха между ступенями компрессора (каскада)	114
Г л а в а 5. Характеристики компрессоров и их регулирование 117	
5.1. Общие представления о характеристиках компрессоров и методах их определения	117
5.2. Применение теории подобия к построению характеристик компрессоров	122
5.3. Характеристики ступени компрессора	128
5.4. Срывные режимы работы ступени	134
5.5. Характеристики нерегулируемых многоступенчатых компрессоров	138
5.5.1. Совместная работа ступеней в многоступенчатом компрессоре	138

5.5.2. Граница устойчивой работы нерегулируемого компрессора	145
5.6. Срывные и неустойчивые режимы работы многоступенчатых компрессоров	148
5.7. Рабочие режимы и запас устойчивости компрессора в системе ГТД	151
5.8. Задачи и способы регулирования компрессоров ГТД	153
5.8.1. Перепуск воздуха	154
5.8.2. Поворот лопаток направляющих аппаратов или лопаток рабочих колес	158
5.8.3. Разделение компрессора на каскады (группы ступеней)	164
Г л а в а 6. Теория ступени газовой турбины	166
6.1. Назначение турбин ГТД и основные требования к ним	166
6.2. Схема и принцип работы ступени турбины	167
6.3. Работа газа на окружности колеса ступени	170
6.4. Изображение процесса расширения газа в ступени в p , v - и i , s - координатах	171
6.5. Основные параметры ступени турбины	172
6.5.1. Геометрические параметры	172
6.5.2. Газодинамические параметры	173
6.5.3. Кинематические параметры	177
6.5.4. Профилирование лопаток ступени турбины	178
6.6. Потери в ступени турбины и их зависимость от различных факторов	179
6.6.1. Потери в лопаточных венцах	179
6.6.2. Потери в ступени турбины	181
6.6.3. Влияние параметра u/c_1 и степени реактивности на КПД ступени	182
6.7. Охлаждение лопаток турбин и его влияние на КПД ступени	187
6.7.1. Способы (схемы) охлаждения лопаток турбин	187
6.7.2. Потери, связанные с охлаждением лопаток	191

Г л а в а 7. Многоступенчатые газовые турбины	193
7.1. Основные параметры многоступенчатой турбины и их связь с параметрами её ступеней	193
7.2 Формы проточной части и распределение работы газа между ступенями турбины	198
Г л а в а 8. Характеристики газовых турбин	201
8.1. Методы получения и способы представления характеристик газовых турбин	201
8.2. Характеристика ступени турбины	205
8.3. Характеристики многоступенчатых турбин	211
Г л а в а 9. Камеры сгорания ГТД	216
9.1. Назначение камер сгорания и основные требования к ним .	216
9.2. Основные параметры камер сгорания ГТД	219
9.3. Основные закономерности процесса горения топлива .	222
9.4 Типы основных камер сгорания ГТД и организация процесса горения в них	226
9.5. Форсажные камеры сгорания и организация процесса горения в них	230
9.6. Характеристики камер сгорания авиационных ГТД . .	234
9.7. Пути снижения выброса вредных веществ при работе ГТД	239
9.8. Потери полного давления в камерах сгорания ГТД . .	241
9.9. Определение расхода топлива в камерах сгорания . .	244
9.10. Розжиг камер сгорания	247
Г л а в а 10. Камеры смешения ГТД	249
10.1. Назначение камер смешения и основные требования к ним .	249
10.2. Схемы камер смешения и картина течения в них . . .	251
10.3. Расчет параметров потока за камерой смешения . .	252
10.4. Характеристики камер смешения	256
10.5. Регулирование камер смешения	258
Г л а в а 11. Входные устройства авиационных силовых установок	260
11.1. Типы применяемых входных устройств и их классификация	261
11.2. Основные параметры входных устройств и предъявляемые к ним требования	264

11.3. Особенности дозвуковых и трансзвуковых входных устройств	267
11.4. Организация рабочего процесса в сверхзвуковых входных устройствах внешнего сжатия	273
11.5. Внешнее сопротивление сверхзвуковых входных устройств	280
11.6. Характеристики нерегулируемых сверхзвуковых входных устройств внешнего сжатия	282
11.7. Режимы совместной работы нерегулируемого СВУ и двигателя	287
11.8. Неустойчивые режимы работы сверхзвуковых входных устройств	289
11.9. Задачи и способы регулирования сверхзвуковых входных устройств	293
11.10. Характеристики регулируемых сверхзвуковых входных устройств. Программы регулирования	297
11.11. Влияние на характеристики СВУ места размещения на планере и изменения углов атаки и скольжения самолета	303
11.12. Входные устройства для больших сверхзвуковых и гиперзвуковых скоростей полета	308
Глава 12. Выходные устройства авиационных силовых установок.	317
12.1. Назначение выходных устройств и предъявляемые к ним требования	317
12.2. Схемы и основные параметры выходных устройств	318
12.3. Потери в выходных устройствах и способы их оценки	326
12.4. Характеристики нерегулируемых сверхзвуковых выходных устройств	332
12.5. Задачи и способы регулирования сверхзвуковых выходных устройств	337
12.6. Устройства реверса тяги	340
12.7. Устройства управления вектором тяги	344
12.8. Реактивные сопла двигателей для больших сверхзвуковых и гиперзвуковых скоростей полета	348
12.9. Особенности выходных устройств турбовальных ГТД вертолетов	356
Литература	358
Предметный указатель	359