

П. К. КАЗАНДЖАН, Л. П. АЛЕКСЕЕВ, А. Н. ГОВОРОВ,
Н. Е. КОНОВАЛОВ, Ю. Н. НЕЧАЕВ, В. Ф. ПАВЛЕНКО,
Р. М. ФЕДОРОВ

Т Е О Р И Я РЕАКТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

ВОЕННОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МИНИСТЕРСТВА ОБОРОНЫ СОЮЗА ССР
МОСКВА — 1955

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Предисловие	3
Основные обозначения	5
Ю. Н. Нечаев. Общая характеристика реактивных двигателей	7
Ю. Н. Нечаев. Общая характеристика авиационных лопаточных машин	24
А. Н. Говоров. Процесс сжатия воздуха в центробежном компрессоре ТРД	36
А. Н. Говоров. Течение воздуха в элементах центробежного компрессора ТРД	47
Р. М. Федоров. Устройство и работа осевого компрессора	59
Ю. Н. Нечаев. Характеристики компрессоров и их регулирование	76
Л. П. Алексеев. Устройство и работа авиационной газовой турбины ТРД	114
П. К. Казанджан. Характеристика авиационной газовой турбины	126
Ю. Н. Нечаев. Рабочий процесс турбореактивного двигателя	143
А. Н. Говоров. Сила тяги, к. п. д. и тепловой баланс ТРД	153
Ю. Н. Нечаев. Зависимость удельной тяги и удельного расхода топлива ТРД от параметров рабочего процесса	160
А. Н. Говоров. Процесс сгорания в ТРД	173
Ю. Н. Нечаев. Характеристики турбореактивных двигателей	182
Р. М. Федоров. Форсирование турбореактивных двигателей	219
В. Ф. Павленко. Характеристики ТРД при неустановившихся режимах работы	229
П. К. Казанджан. Турбовинтовые двигатели	244
П. К. Казанджан. Зависимость работы и удельного расхода топлива ТВД от степени сжатия и температуры газа перед турбиной	251
П. К. Казанджан. Характеристики турбовинтового двигателя	259
Л. П. Алексеев. Прямоточные воздушно-реактивные двигатели	269
Н. Е. Коновалов. Рабочий процесс и характеристики жидкостных ракетных двигателей	280

Редактор инженер-полковник Писарев М. С.

Технический редактор Кузьмин И. Ф.

Корректор Плотникова В. У.

Сдано в набор 21.1.1955 г.

Подписано к печати 4.8.1955 г.

Формат бумаги 60X92¹/₁₆ — 18¹/₂ печ. л. = 18,5 усл. печ. л. 18,362 уч.-изд. л.

Г-14881

Военное Издательство Министерства Обороны Союза ССР

Москва, Тверской бульвар, 18.

Изд. № 6/7466, Зак. № 3073

2-я типография имени К. Е. Ворошилова

Управления Военного Издательства Министерства Обороны Союза ССР

Цена 7 р. 40 к.



ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящая книга написана коллективом авторов, работавших под руководством академика Б. С. Стечкина. В ней излагаются основные вопросы теории авиационных лопаточных машин и реактивных двигателей — теория рабочего процесса, стендовые и летные характеристики и особенности работы лопаточных машин и реактивных двигателей в условиях эксплуатации.

Книга предназначена для летного и инженерно-технического состава ВВС, самостоятельно изучающего теорию лопаточных машин и реактивных двигателей. Исходя из этого, авторы стремились сделать книгу возможно более доходчивой; основное внимание обращали на описание физических процессов, происходящих в двигателях в различных условиях их эксплуатации.

Общее научное редактирование книги было проведено профессором, доктором технических наук инженер-полковником **П. К. Казанджаном**.

Авторский коллектив

28

29

30

31

32

33

34

35

36

37

38

39

40

41

42

43

44

45

46

47

48

49

50

51

52

53

54

55

56

57

58

59

60

61

62

63

64

65

66

67

68

69

70

71

72

73

74

75



ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- $L_{п.с}$ — действительная (политропическая) работа сжатия в двигателе.
 $L_{п.р}$ — действительная (политропическая) работа расширения в двигателе.
 $L_{п.т}$ — действительная (политропическая) работа расширения в турбине.
 $L_{п.к}$ — действительная (политропическая) работа сжатия в компрессоре — работа, затраченная на сжатие 1 кг воздуха в компрессоре.
 $L_{п.ст}$ — действительная (политропическая) работа сжатия в ступени компрессора.
 $L_{м.к}$ — механическая работа, затрачиваемая на привод колеса компрессора, — эффективная работа сжатия 1 кг воздуха.
 $L_{ад.к}$ — адиабатическая работа сжатия воздуха в компрессоре.
 $L_{э.ст}$ — эффективная работа, затрачиваемая на вращение колеса ступени компрессора.
 L_r — работа, затрачиваемая на преодоление гидравлических сопротивлений.
 $L_{г.к}$ — работа, затрачиваемая на преодоление гидравлических сопротивлений в компрессоре.
 $N_{дв}$ — мощность двигателя.
 N_k — мощность, необходимая на вращение компрессора.
 $N_{ст}$ — мощность, необходимая на вращение ступени компрессора.
 $\eta_{ад.к}$ — адиабатический к. п. д. компрессора.
 $\eta_{ад.ст}$ — адиабатический к. п. д. ступени компрессора.
 $\eta_{э.к}$ — эффективный к. п. д. компрессора.
 η_c — к. п. д. процесса сжатия воздуха.
 η_p — к. п. д. процесса расширения воздуха.
 η_p — тяговый к. п. д. ТРД.
 η_t — термический к. п. д. ТРД.
 $\eta_{п}$ — полный к. п. д. ТРД.
 ϵ — степень сжатия воздуха в двигателе.
 ϵ_k — степень сжатия воздуха в компрессоре.
 ϵ_t — степень расширения газа в турбине.
 P — сила тяги реактивного двигателя.

$P_{уд}$ — удельная тяга.

C_p — удельный расход топлива.

n — обороты двигателя.

$n_{пр}$ — приведенные обороты двигателя.

G — секундный весовой расход воздуха через двигатель или компрессор.

g — ускорение силы тяжести.

p — давление воздуха или газа в двигателе.

p_0 — атмосферное давление воздуха.

c_p — теплоемкость газа или средняя теплоемкость продуктов сгорания при постоянном давлении.

Q — тепло, сообщаемое воздуху.

ΔT — приращение температуры воздуха.

δ — коэффициент выделения тепла, характеризующий полноту сгорания топлива, обычно равный 0,96—0,97.

$\frac{1}{A} = 427 \text{ кдж/ккал}$ — механический эквивалент тепла.

R — газовая постоянная.

k — показатель адиабаты.

n — показатель политропы.

H_u — теплотворная способность топлива в ккал/кг.

c_0 — скорость полета.

c — абсолютная скорость воздуха.

u — окружная скорость.

μ — коэффициент закрутки воздуха.

w — относительная скорость воздуха.

i — угол набегания воздуха на лопатки компрессора.

ϵ° — угол поворота потока воздуха.

v — удельный объем воздуха.



*Доцент, кандидат технических наук
инженер-майор Ю. Н. НЕЧАЕВ*

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РЕАКТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Развитие скоростной авиации привело к необходимости замены поршневых авиадвигателей, имевших сравнительно ограниченные мощности, реактивными двигателями, развивающими при меньших габаритах и весе значительно большие мощности.

Как известно, мощность, потребляемая для продвижения самолета в воздухе, с увеличением скорости полета значительно увеличивается. Мощность же силовой установки с поршневым двигателем практически не зависит от скорости полета. Поэтому для достижения самолетами с поршневыми двигателями больших скоростей полета необходимо было повышать их мощности, а это в свою очередь вело к недопустимо большому увеличению их веса и габаритов.

В противоположность поршневым двигателям у реактивных двигателей мощность значительно возрастает с увеличением скорости полета. Однако с ростом высоты полета мощность реактивных двигателей (при заданной величине скорости полета) уменьшается. Падение мощности реактивных двигателей с высотой компенсируется в некоторой степени увеличением ее с ростом скорости полета, поэтому реактивные двигатели и по высотности значительно превосходят поршневые. Этим обуславливается преимущество реактивных двигателей для скоростных и высотных самолетов.

Неоспоримо доказано, что наша страна является родиной реактивной авиации, что отечественным ученым принадлежит первенство в создании теории реактивного движения и в разработке первых конструкций реактивных двигателей и самолетов.

Реактивным может быть назван тепловой двигатель внутреннего сгорания, в котором химическая энергия топлива преобразуется в кинетическую энергию газовой струи, вытекающей из двигателя, а получающаяся за счет этого сила реакции непосредственно используется как движущая сила.

Различают два типа реактивных двигателей: ракетные и воздушно-реактивные.

Основное различие между ними состоит в том, что рабочее тело (газовая струя) в ракетных двигателях образуется из веществ, транспортируемых самим летательным аппаратом. В воздушно-реактивных двигателях рабочим телом служит воздух окружающей атмосферы, кислород которого используется в качестве окислителя при сжигании топлива.

Ракетные двигатели

Первым типом реактивных двигателей были пороховые ракеты (ракетные двигатели твердого топлива). Они появились значительно раньше других тепловых двигателей. Ведущая роль в развитии и применении пороховых ракет принадлежала нашей Родине.

Одним из виднейших специалистов в области ракетостроения был русский ученый генерал К. И. Константинов (1818—1872). Ракеты Константинова с успехом применялись русскими войсками в балканской войне 1877—1878 гг.

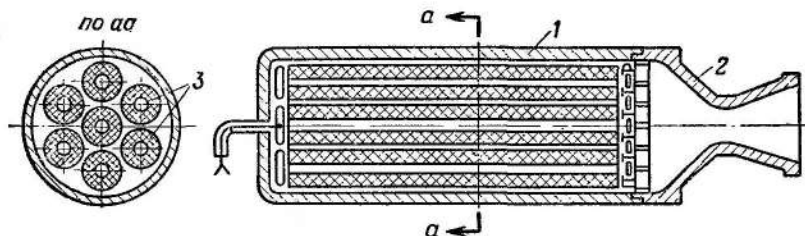


Рис. 1. Пороховой ракетный двигатель:

1 — цилиндрическая камера сгорания; 2 — реактивное сопло; 3 — пороховые шашки

Пороховой ракетный двигатель (ПРД) состоит из цилиндрической камеры сгорания 1 (рис. 1) и реактивного сопла 2. В камере сгорания помещается порох, спрессованный в отдельные шашки 3.

При горении пороха в камере сгорания образуются пороховые газы, имеющие большое давление (до 250 кг/см^2) и высокую температуру (до 2000°C). Эти газы, вытекая с большой скоростью через сопло в атмосферу, создают силу тяги, которая направлена в сторону, противоположную их движению. Продолжительность работы такого двигателя определяется временем сгорания пороха и не превышает нескольких секунд.

На примере ракетного двигателя выясним принцип возникновения реактивной тяги. Рассмотрим силы давления, действующие на его наружную и внутреннюю поверхности (рис. 2).

На каждый элемент поверхности двигателя снаружи действует атмосферное давление, а изнутри — превышающее его давление газообразных продуктов сгорания. Это приводит к образованию на каждом участке поверхности двигателя силы, направленной во внешнюю сторону.

На боковой цилиндрической поверхности камеры сгорания эти силы взаимно уравниваются. Силы же, действующие на торцо-

вые стенки камеры сгорания 1—2—3—4 и 5—6—9—10 (см. рис. 2), оказываются неуравновешенными, так как силы на участке 2—3 не имеют противоположно направленных сил со стороны открытого конца камеры сгорания. Неуравновешенными являются также силы, действующие на расширяющийся участок реактивного сопла 6—7 и 8—9. Эти неуравновешенные силы в совокупности образуют некоторую равнодействующую, являющуюся силой тяги или реактивной силой. Она, как видно из рис. 2, направлена в сторону, противоположную вытекающей из двигателя струе газа.

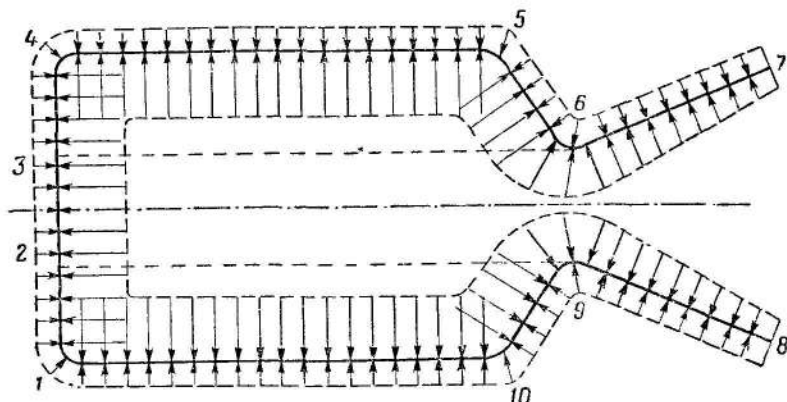


Рис. 2. Схема возникновения реактивной тяги

Определять силу тяги путем непосредственного суммирования элементарных сил давления, действующих на рабочие поверхности двигателя, сложно. Поэтому для ее вычисления пользуются известным из механики законом, согласно которому импульс силы равен изменению количества движения.

Если определять импульс, создаваемый силой тяги P , за время, равное одной секунде, то

$$P = mw,$$

где m — секундный массовый расход продуктов сгорания.

Малая продолжительность горения пороха в ракетных двигателях и сравнительно низкая его теплотворная способность явились главным препятствием на пути применения пороховых ракетных двигателей в качестве основных авиационных двигателей. В настоящее время пороховые ракетные двигатели используются в авиации только как стартовые ускорители, предназначенные для сокращения разбега самолета в момент взлета.

В целях устранения указанных недостатков ракетного двигателя К. Э. Циолковский (1857—1935) в работе «Исследование мировых пространств реактивными приборами» (1903 г.) предложил заменить в ракетных двигателях порох жидким топливом. Применение в ракетных двигателях жидкого топлива, имеющего большую тепло-

творную способность, значительно улучшило основные показатели ракетного двигателя.

Жидкостный ракетный двигатель (ЖРД) работает по тому же принципу, что и пороховой. Разница лишь в том, что в камере сгорания ЖРД сгорает смесь жидкого горючего с жидким окислителем, которые непрерывно подаются внутрь камеры сгорания через специальные форсунки (рис. 3). Благодаря этому время работы ЖРД не так ограничено и определяется общим запасом горючего и окислителя на летательном аппарате (вне двигателя).

В качестве горючего в ЖРД применяется обычно керосин или спирт, в качестве окислителя — азотная кислота, жидкий кислород, перекись водорода и другие.

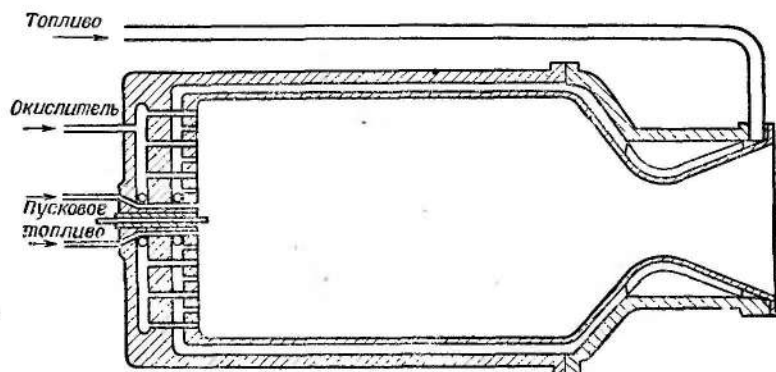


Рис. 3. Схема жидкостного ракетного двигателя

Форсунки, подающие горючее и окислитель внутрь камеры сгорания, обеспечивают хорошее распыление и перемешивание жидких компонентов, образующих топливную смесь. В момент запуска топливная смесь воспламеняется от специального запального устройства (если жидкие компоненты не образуют самовоспламеняющейся смеси). В дальнейшем факел пламени поддерживается вследствие непрерывной подачи горючего и окислителя. Жидкие компоненты подаются в двигатель путем вытеснения их из баков сжатым воздухом или специальными насосами.

В камере сгорания ЖРД температура газов может достигать 3000°C , а давление — $30 \div 50 \text{ кг/см}^2$ и более. Вследствие высоких температур сгорания и более продолжительного времени непрерывной работы ЖРД (по сравнению с пороховым ракетным двигателем) необходимо охлаждать камеру сгорания и сопло, что осуществляется одним, а иногда и двумя жидкими компонентами.

К. Э. Циолковский разработал ряд оригинальных конструкций ракет, работающих на жидком топливе. Он впервые предложил использовать для ЖРД расширяющиеся сопла, охлаждать стенки камеры сгорания и сопла жидкими компонентами, подавать их в камеру сгорания специальными насосами и, наконец, применять для

управления ракетами на больших высотах рули, работающие в потоке газа. Схема одной из ракет, разработанных К. Э. Циолковским, представлена на рис. 4.

К. Э. Циолковский разработал основные вопросы теории жидкостного ракетного двигателя и своими многочисленными трудами положил начало научным исследованиям в области реактивной авиации.

В условиях царского самодержавия, когда, по словам К. Э. Циолковского, признавалось только «то, что гремит за границей», работа выдающегося русского ученого не получила должного признания и поддержки.

Только в годы Советской власти ученому были созданы все условия для плодотворной научно-исследовательской деятельности. Об этом он писал так:

«До революции моя мечта не могла осуществиться. Лишь Октябрь принес признание трудам самоучки; лишь Советская власть и партия Ленина — Сталина оказали мне действительную помощь. Я почувствовал любовь народных масс, и это давало мне силы продолжать работу... Все свои труды по авиации, ракетоплаванию и межпланетным сообщениям передаю партии большевиков и Советской власти — подлинным руководителям прогресса человеческой культуры».

Советский инженер Ф. А. Цандер, развивая идеи К. Э. Циолковского, в 1930—1931 гг. построил и испытал первые в СССР ракетные двигатели жидкого топлива. В своей работе «Тепловой расчет ракетного двигателя на жидкостном топливе» он описал методы теплового расчета жидкостного ракетного двигателя и расчета охлаждения камеры сгорания и сопла.

В 1937 г. советский конструктор М. К. Тихонравов впервые провел успешные опыты по применению компонентов горючей смеси для внутреннего охлаждения стенок ЖРД.

В настоящее время в области ракетостроения достигнуты большие успехи. Идеи К. Э. Циолковского получили свое дальнейшее развитие в оригинальных конструкциях ЖРД, созданных трудами многих советских конструкторов: В. П. Глушко, А. М. Исаева, М. К. Тихонравова, Л. С. Душкина и других.

В современной авиации ЖРД не нашли пока широкого применения. Они, как и ПРД, используются в качестве стартовых устройств для сокращения разбега самолета при взлете и ускорителей, которые предназначаются для кратковременного увеличения скороподъемности или скорости полета самолета в воздушном бою. Ограниченное применение ЖРД объясняется тем, что они имеют чрезвычайно большие расходы топливной смеси (главным образом за счет большого потребления окислителя). Кроме того, применение ЖРД связано с большими эксплуатационными неудобствами, так как еще не

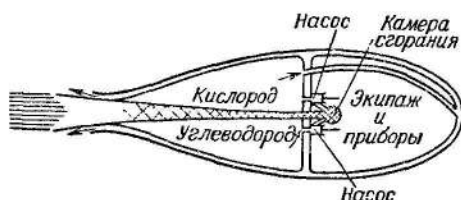


Рис. 4. Схема ракеты К. Э. Циолковского

найлены такие жидкие топлива и окислители, которые были бы вполне безопасны и удобны в обращении.

Преимущество ЖРД состоит в том, что при весьма малых габаритах и весе он может развивать большие мощности. Это делает возможным применение ЖРД на истребителях-перехватчиках, действующих ограниченное время, но требующих больших горизонтальных и вертикальных скоростей полета, а также и на ракетах дальнего действия.

Экономичность и мощность ЖРД с увеличением скорости полета значительно возрастают, поэтому можно предполагать, что ЖРД смогут найти более широкое применение, когда скорости полета самолетов значительно превысят скорости звука.

Воздушно-реактивные двигатели

Вторым типом реактивных двигателей являются, как уже было сказано, воздушно-реактивные двигатели (ВРД), в которых в качестве рабочего тела используется атмосферный воздух. В России уже в середине прошлого века появились первые патенты на воздушно-реактивные двигатели. В 1849 г. полевой военный инженер

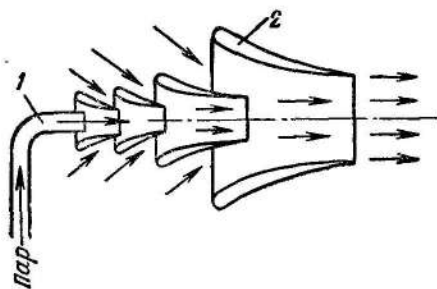


Рис. 5. Система насадков-инжекторов
Ф. Гешвенда

И. И. Третеский опубликовал работу «О способах управлять аэростатом», в которой предлагал использовать для продвижения аэростата в воздухе и управления им в полете силу реакции газов, вытекающих из оболочки аэростата через сопло.

В 1866 г. капитан первого ранга Н. М. Соковнин разработал проект большого управляемого аэростата жесткой конструкции. В этом проекте он

предложил много новых идей, среди которых особый интерес представляла идея использования для продвижения аэростата реактивного двигателя, создающего тягу за счет реакции вытекающей струи воздуха, предварительно сжатого до давления в 50 кг/см^2 .

В 1887 г. русский инженер Ф. Гешвенд предложил оригинальный проект реактивного двигателя для самолета. Автор проекта в качестве источника тяги предполагал использовать силу реакции пара, образующегося в котле и вытекающего с большой скоростью из реактивного сопла. Наиболее интересной особенностью этого проекта было предложение использовать для увеличения силы тяги двигателя систему насадков-инжекторов (рис. 5). Подобное предложение было повторено спустя 33 года французским инженером Мело, который за границей до сих пор незаслуженно считается его автором.

Оригинальность и смелость первых проектов реактивных двигателей свидетельствуют о настойчивых исканиях передовых отече-

ственных ученых, стремившихся еще в середине прошлого века подойти к решению проблемы реактивного полета.

В ВРД воздух перед поступлением в камеру сгорания может сжиматься за счет скоростного напора или за счет скоростного напора и компрессора. В первом случае ВРД называются бескомпрессорными. Они в свою очередь в зависимости от способа подвода тепла подразделяются на прямоточные ВРД (с подводом тепла при постоянном давлении) и пульсирующие ВРД (с подводом тепла при постоянном объеме).

Прямоточный ВРД

является простейшим воздушно - реактивным двигателем. Его рабочий процесс и основные показатели в значительной степени зависят от скорости полета. Этим обуславливается различие

в устройстве прямоточных ВРД, предназначенных для полета на дозвуковых и сверхзвуковых скоростях.

На рис. 6 изображена схема прямоточного ВРД для дозвуковых скоростей полета. Он состоит из входного диффузора 1, камеры сгорания 2 и реактивного сопла 3.

Принцип работы прямоточного ВРД заключается в том, что при полете самолета с большой скоростью встречный поток воздуха, набегающий на двигатель, тормозится перед входом в диффузор и в самом диффузоре, в результате чего уменьшается скорость воздуха и повышается его давление.

При дозвуковых скоростях полета торможение воздушной струи сопровождается, как известно, увеличением площади ее поперечного сечения, поэтому диффузор в этом случае выполняется в виде расширяющегося канала.

Воздух, сжатый перед двигателем и в диффузоре за счет скоростного напора, поступает в камеру сгорания, в которую через ряд форсунок впрыскивается топливо. Топливо-воздушная смесь при запуске воспламеняется с помощью специального воспламенителя, а в дальнейшем горение поддерживается за счет соприкосновения смеси с горящими газами.

В камере сгорания устанавливаются завихрители, создающие устойчивые очаги горения. Температура газа на выходе из камеры сгорания может достигать 2000°C и более.

У прямоточных ВРД давление в процессе сгорания почти не изменяется, поэтому они относятся к типу двигателей с подводом тепла при постоянном давлении. В действительности давление в камере сгорания цилиндрической формы будет несколько падать из-за

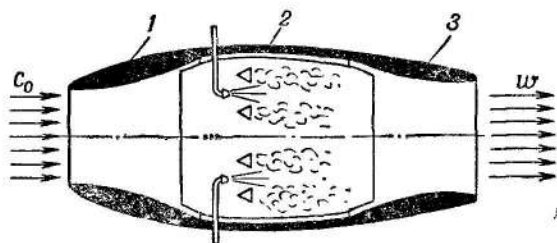


Рис. 6. Схема прямоточного ВРД для дозвуковых скоростей полета:

1 — входной диффузор; 2 — камера сгорания; 3 — реактивное сопло

увеличения скорости газа вследствие его нагрева, а также в результате гидравлических сопротивлений.

Продукты сгорания из камеры попадают в реактивное сопло, где происходит их расширение, сопровождающееся увеличением скорости. В результате скорость истечения оказывается большей, чем скорость полета.

При дозвуковых скоростях полета, когда скорость истечения не превосходит скорости звука, реактивное сопло выполняется суживающимся, поскольку в этом случае, как известно, ускорению газового потока должно сопутствовать уменьшение площади струи.

Тяга, создаваемая прямоточным двигателем, определяется разностью количества движения вытекающих из двигателя газообразных продуктов сгорания и втекающего воздуха. Если пренебречь весом топлива, который обычно мал по сравнению с весом проходящего через двигатель воздуха, то тяга, развиваемая прямоточным ВРД, будет равна

$$P = m_v (\varpi - c_0) = \frac{G}{g} (\varpi - c_0),$$

где m_v — секундный весовой расход воздуха.

Отношение давления воздуха в конце процесса его сжатия в двигателе к давлению воздуха в окружающей атмосфере называют степенью сжатия воздуха в ВРД. При достигнутых в настоящее время в авиации скоростях полета степень сжатия воздуха за счет использования скоростного напора получается не очень значительной, в силу чего прямоточный ВРД имеет низкий к. п. д. и не обеспечивает достаточной тяги. В частности, при скорости полета, равной нулю, прямоточный ВРД не может создавать тяги, поэтому разбег самолета и его самостоятельный взлет при помощи одного только прямоточного ВРД невозможны.

Однако увеличение скорости полета приводит к увеличению степени сжатия воздуха в двигателе и к улучшению характеристик прямоточного ВРД. Поэтому при больших сверхзвуковых скоростях полета его применение может оказаться целесообразным и даже более выгодным, чем применение других типов воздушно-реактивных двигателей.

В тех случаях, когда скорость полета прямоточного ВРД простейшего типа (см. рис. 6) превышает скорость звука, перед входом в двигатель возникает прямой скачок уплотнения. Как показывает опыт, в прямом скачке уплотнения происходит почти мгновенное уменьшение скорости и повышение давления воздуха. Такое «ударное» сжатие воздуха сопровождается большими потерями, заметно ухудшающими процесс сжатия.

Исследования советских ученых Г. И. Петрова и Е. П. Ухова показали, что для уменьшения потерь при торможении сверхзвукового потока перед поступлением его в двигатель нужно переход от сверхзвуковых скоростей к дозвуковым осуществлять посредством ряда косых скачков уплотнения, заканчивающихся слабым прямым скачком.

В этом случае один прямой скачок очень большой интенсивности удастся заменить несколькими скачками, в каждом из которых изменения скорости и давления оказываются значительно меньшими, чем при наличии одного прямого скачка, поэтому и потери здесь получаются меньшими.

Для образования косых скачков может быть использована специальная профилированная игла, установленная в диффузоре и выдвинутая навстречу набегающему потоку. Схема прямоточного ВРД для сверхзвуковых скоростей полета с трехскачковым диффузором изображена на рис. 7.

Прямоточный ВРД для сверхзвуковых скоростей полета отличается от дозвукового прямоточного ВРД не только наличием специального многоскачкового входного диффузора, но еще и формой реактивного сопла. Это объясняется тем, что в реактивном сопле

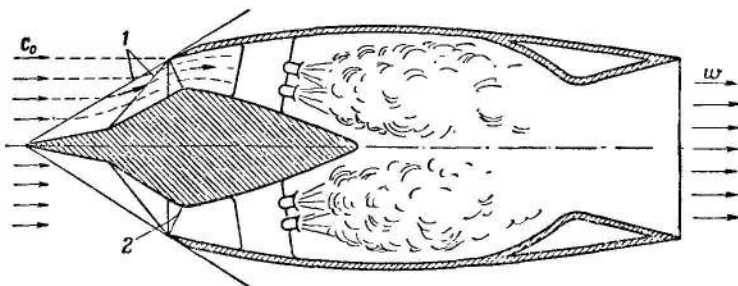


Рис. 7. Схема прямоточного ВРД для сверхзвуковых скоростей полета с трехскачковым входным диффузором:

1 — косые скачки; 2 — прямой скачок

достигаются очень большие перепады давлений, соответствующие сверхзвуковым скоростям истечения. В этом случае реактивное сопло приходится делать сначала суживающимся, а затем расширяющимся. В суживающейся части сопла скорость газа увеличивается до скорости звука. Дальнейшее увеличение скорости потока происходит в расширяющейся части сопла.

Для повышения эффективности бескомпрессорных ВРД при малых скоростях полета пытаются улучшить использование тепла путем осуществления процесса сгорания не при постоянном давлении, а при постоянном объеме. К таким двигателям относятся пульсирующие ВРД.

Пульсирующий ВРД (рис. 8) конструктивно отличается от прямоточного наличием клапанов на входе в камеру сгорания и на выходе из нее.

Предварительное сжатие воздуха в пульсирующем ВРД достигается за счет использования скоростного напора, а сгорание — за счет периодически чередующихся вспышек. При этом заполнение камеры сгорания происходит при открытых входных и закрытых выходных клапанах, а сгорание — при закрытых клапанах на входе в камеру и на выходе из нее. При сгорании топлива в замкнутом

объеме давление в камере сильно возрастает. Это улучшает экономичность рабочего процесса пульсирующего ВРД по сравнению с прямоточным. При достижении в камере сгорания максимального давления выходные клапаны открываются и горячие газы с большой скоростью вытекают из реактивного сопла. Затем открываются всасывающие клапаны и камера продувается. Далее цикл повторяется.

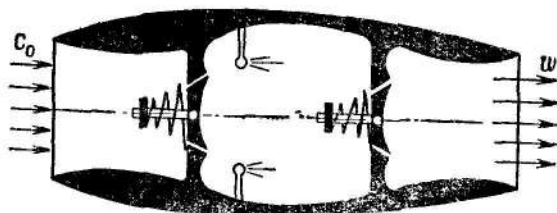


Рис. 8. Схема пульсирующего ВРД

Большие гидравлические потери, возникающие при работе выхлопных клапанов, и ненадежность их работы из-за воздействия высоких температур заставляют в ряде случаев ограничиваться только установкой клапанов на входе в камеру сгорания. Это препятствует полной реализации преимуществ цикла со сгоранием при постоянном объеме, но все же позволяет несколько улучшить данные бескомпрессорного ВРД при малых скоростях полета.

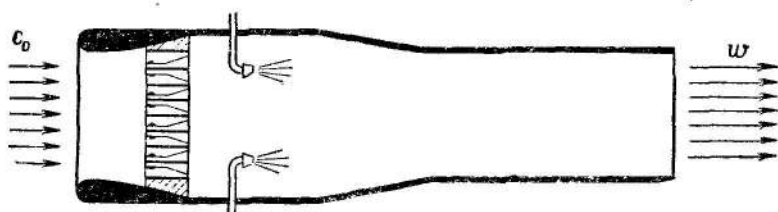


Рис. 9. Схема резонансно-пульсирующего ВРД

Эффективность пульсирующего ВРД, не имеющего выхлопных клапанов, удастся повысить за счет применения вместо реактивного сопла длинной цилиндрической трубы и использования резонансного эффекта. Такой резонансно-пульсирующий ВРД (рис. 9) может работать и создавать тягу даже при отсутствии встречного потока воздуха, т. е. при работе на месте. Это объясняется тем, что в конце процесса истечения вследствие инерции выходящих газов в камере сгорания образуется разрежение, благодаря которому входные клапаны открываются и пропускают в камеру сгорания новую порцию воздуха.

Первая резонансно-пульсирующая камера сгорания была создана в 1908 г. русским инженером В. В. Караводимым.

Пульсирующие ВРД не получили широкого практического применения в авиации в основном из-за малой эффективности.

Существенное улучшение экономичности и увеличение тяги ВРД при дозвуковых и относительно небольших сверхзвуковых скоростях полета достигается за счет применения для сжатия воздуха компрессора, приводимого во вращение газовой турбиной. Воздушно-реактивные двигатели такого типа, называемые турбореактивными двигателями (ТРД), получили в настоящее время наиболее широкое распространение.

Первый проект ВРД с предварительным сжатием воздуха посредством струйного компрессора (инжектора) был предложен в 1867 г. Н. Телешевым. Двигатель в проекте Н. Телешева включал почти все части, характерные для современных ВРД.

В 1911 г. инженер А. Горохов разработал проект мотокомпрессорного ВРД (рис. 10). Двигатель Горохова состоял из входного диффузора 1, компрессора 2, камеры сгорания 3 и реактивных сопел 4. Компрессор предполагалось приводить в движение поршневым двигателем 5, так как в то время еще не было надежно работающих газовых турбин.

Этот проект, являющийся прообразом некоторых схем действовавших авиационных ВРД, был опубликован в книге А. Горохова «Летательная машина будущего, движимая вытекающими в атмосферу газообразными продуктами сгорания». В своей книге Горохов задался целью доказать преимущество реактивных двигателей по сравнению с винтовыми путем сопоставления их к. п. д. Горохов сделал правильный вывод о том, что при больших скоростях полета к. п. д. реактивного двигателя превысит по величине к. п. д. двигателя с воздушным винтом и что со временем винтовые двигатели будут вытеснены из области больших скоростей полета реактивными двигателями.

Работы отечественных изобретателей, относящиеся к дореволюционному периоду, свидетельствуют о том, что еще в прошлом столетии лучшие представители отечественной науки непосредственно подошли к разрешению проблемы использования реактивного двигателя в авиации. Однако осуществить эти проекты на практике было очень трудно. Во-первых, в царской России, в обстановке преклонения правящих кругов перед всем заграничным, авторы этих изобретений были лишены всякой помощи и поддержки; во-вторых, низкий уровень развития техники того периода не позволял решить задачу практического осуществления проектов, которые по своей

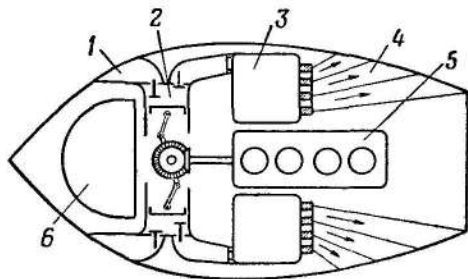


Рис. 10. Схема мотокомпрессорного ВРД А. Горохова:

1 — входной диффузор; 2 — компрессор; 3 — камера сгорания; 4 — реактивные сопла; 5 — поршневой двигатель; 6 — бак для топлива

идее намного опережали технические возможности своего времени.

Победа Великой Октябрьской социалистической революции открыла широкие возможности для развития науки и техники в нашей стране. Огромное внимание, которое уделяют Коммунистическая

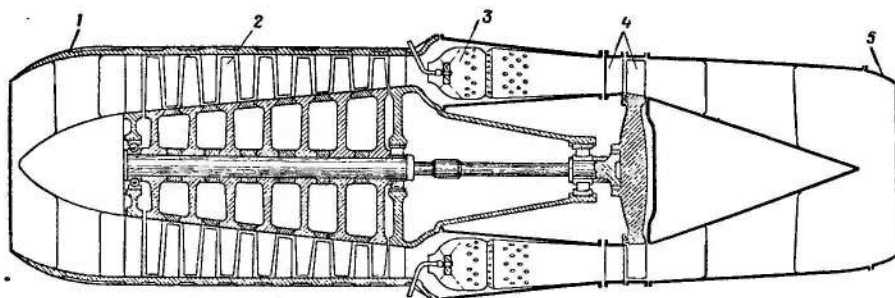


Рис. 11. Схема ТРД с осевым компрессором:

1 — входное устройство; 2 — осевой компрессор; 3 — камера сгорания; 4 — газовая турбина; 5 — реактивное сопло

партия и Советское правительство развитию авиационной науки и техники, позволило советским конструкторам создать первоклассные реактивные двигатели.

Ознакомимся подробнее с принципом работы турбореактивных двигателей.

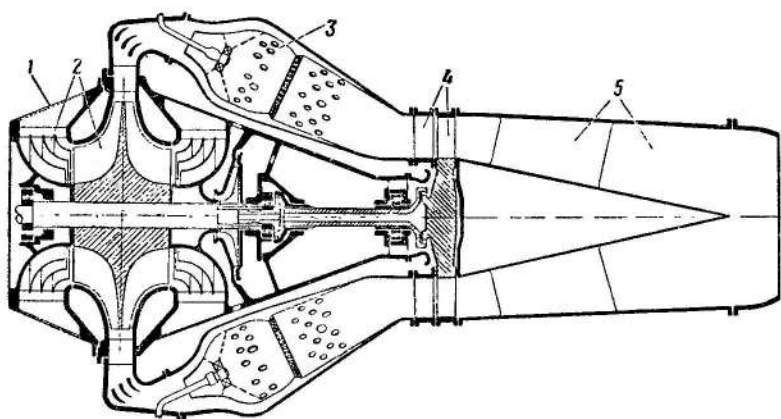


Рис. 12. Схема ТРД с центробежным компрессором:

1 — входное устройство; 2 — центробежный компрессор; 3 — камера сгорания; 4 — газовая турбина; 5 — реактивное сопло

Турбореактивный двигатель (ТРД) состоит из следующих основных частей: входного устройства 1, компрессора 2, камеры сгорания 3, газовой турбины 4 и реактивного сопла 5 (рис. 11 и 12).

Для сжатия воздуха в ТРД применяются как центробежные, так и осевые компрессоры. Схема ТРД с осевым компрессором изображена на рис. 11, а с центробежным — на рис. 12.

В полете в результате торможения набегающий на ТРД воздух предварительно сжимается. Однако степень сжатия воздуха за счет скоростного напора при дозвуковых скоростях полета оказывается сравнительно невысокой. Дальнейшее сжатие воздуха происходит в компрессоре, где его давление повышается в несколько раз.

Из компрессора воздух, имеющий повышенное давление, подается в камеру сгорания, где ему сообщается тепло за счет сгорания топлива. Процесс сгорания (подвода тепла), как и в прямоточном ВРД, происходит при постоянном (точнее, при несколько падающем) давлении. Допустимая температура газа на выходе из камеры сгорания у современных ТРД составляет 850—900° Ц. Дальнейшее повышение этой температуры хотя и желательно, но недопустимо из условий надежности работы турбины.

Камеры сгорания ТРД устроены таким образом, что в зону горения подводится только часть воздуха. Температура в этой зоне более 2000° Ц. Такая высокая температура в зоне горения способствует улучшению процесса сгорания. Другая часть воздуха постепенно подмешивается к продуктам сгорания, снижая их температуру до величины 850—900° Ц, приемлемой для лопаток газовой турбины современного двигателя. При такой конструкции камеры сгорания обеспечивается надежное охлаждение ее отдельных элементов.

Из камеры сгорания газовый поток, обладающий большой потенциальной энергией, полученной за счет сжатия воздуха и его подогрева, поступает в газовую турбину. В газовой турбине часть этой энергии преобразуется в механическую работу, идущую на вращение компрессора и привод всех вспомогательных агрегатов, обслуживающих работу двигателя. В турбине газ частично расширяется; на выходе из нее устанавливается давление выше атмосферного.

Дальнейшее расширение газа до атмосферного давления происходит в реактивном сопле, в результате чего давление и температура газа понижаются, а его скорость увеличивается, достигая на выходе из реактивного сопла 650 м/сек и более.

Возникающая реактивная тяга при полном расширении газа в реактивном сопле равна

$$P = \frac{G}{g} (w - c_0).$$

Подвод тепла в ТРД осуществляется при давлении, значительно большем, чем в прямоточных ВРД. Поэтому тепло у них при современных скоростях полета используется более эффективно, а тяга и к. п. д. получаются более высокими.

При существующих скоростях полета ТРД могут создавать огромные тяговые мощности, намного превышающие мощности поршневых авиадвигателей. При этом создаваемая ими сила тяги при изменении скорости полета изменяется незначительно. Поэтому тяговая мощность ТРД возрастает примерно пропорционально скорости полета. Удельные расходы топлива у ТРД при скорости полета порядка 900 км/час и более становятся примерно такими же и

даже меньшими, чем у винтомоторной установки с поршневым авиадвигателем. На малых скоростях полета ТРД менее экономичен, чем винтомоторная установка.

Все это делает весьма целесообразным применение ТРД на дозвуковых и сверхзвуковых скоростях полета. Поэтому в настоящее время турбореактивный двигатель стал основным двигателем в-скоростной авиации.

Двигатели, у которых мощность, развиваемая газовой турбиной, значительно превышает мощность, требуемую для вращения компрессора, и образующийся избыток мощности передается на воздушный винт, носят название турбовинтовых двигателей (ТВД).

Турбовинтовой двигатель (ТВД) (рис. 13) состоит из тех же основных частей, что и ТРД, но, кроме того, он снабжен воздушным винтом, вал которого соединен с валом компрессора посредством редуктора. Применение редуктора объясняется тем, что для уменьшения габаритов и веса двигателя его ротор рассчитывают на

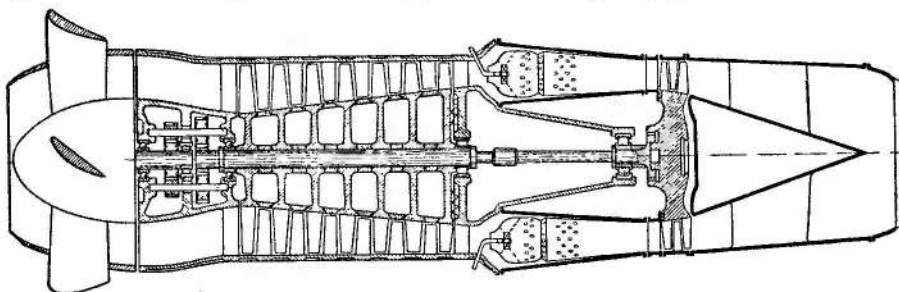


Рис. 13. Схема турбовинтового двигателя

значительно большее число оборотов, чем это необходимо воздушному винту. В турбине ТВД расширение газа осуществляется до давления, почти равного атмосферному, поэтому ее приходится выполнять многоступенчатой — с двумя, тремя или большим числом ступеней.

С точки зрения преобразования энергии в тяговую работу основное различие между ТРД и ТВД состоит в том, что у ТРД тяга создается только за счет реакции газовой струи, проходящей через двигатель, а у ТВД — в основном воздушным винтом и частично за счет реакции газовой струи.

Эффективное преобразование энергии в тяговую работу как для воздушного винта, так и для реактивной струи характеризуется их к. п. д. Воздушный винт имеет более высокий к. п. д. на малых скоростях полета, а газовая струя на больших скоростях полета. Поэтому ТРД выгоднее применять при полете с большими скоростями, а ТВД — при взлете и полете с относительно малыми скоростями (700—900 км/час).

Встречаются схемы ТВД с раздельными турбинами: первая турбина приводит во вращение компрессор, а вторая — воздушный винт. Это облегчает запуск и улучшает приемистость двигателя.

Создание надёжно работающего редуктора на двигатель, имеющий значительную мощность, с большим передаточным отношением составляет основную трудность на пути широкого внедрения в авиацию турбовинтовых двигателей.

Проект авиационного турбовинтового двигателя был впервые предложен в России морским офицером М. Н. Никольским в 1914 г. В этом проекте (рис. 14) в качестве источника мощности, передаваемой на винт, предлагалось использовать газовую турбину, рабо-

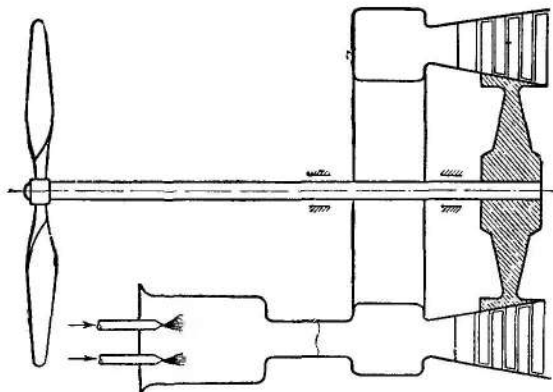


Рис. 14. Проект турбовинтового двигателя
М. Н. Никольского

тающую на продуктах реакции жидкого горючего и жидкого окислителя. Газы, вытекающие из турбины, использовались для создания дополнительной реактивной тяги. В настоящее время такие турбины нашли применение в турбонасосных агрегатах ЖРД.

Проект ТВД, использующего в качестве рабочего тела воздух, предложил В. И. Базаров в 1923 г. (рис. 15).

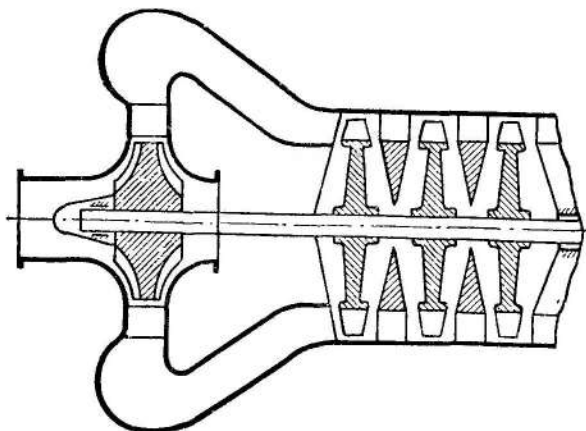


Рис. 15. Проект турбовинтового двигателя
В. И. Базарова

Если избыточная мощность газовой турбины передается не на воздушный винт, а на вентилятор, заключенный в кольцевой капот, то такой двигатель носит название двухконтурного ВРД (рис. 16). Как видно из схемы, внутренний контур такого двигателя выполнен наподобие проточной части ТВД, а наружный контур, в котором расположен вентилятор, образует кольцевой туннель, охватывающий внутренний контур. Конструктивная схема двухконтурного ВРД впервые была разработана А. М. Люлька в 1937 г.

Широкого практического применения двухконтурные ВРД пока не нашли. Следует отметить, однако, что туннельное расположение вентилятора, позволяющее сохранять его высокий к. п. д. до очень больших скоростей полета, а также при необходимости форсировать тягу двигателя путем сжигания топлива в наружном контуре, открывает возможности использования двухконтурных ВРД для сверхзвуковых скоростей полета.

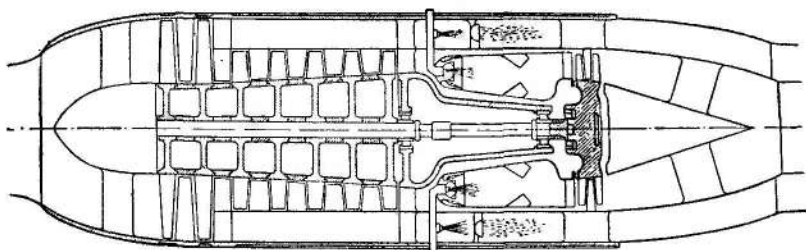


Рис. 16. Схема двухконтурного воздушно-реактивного двигателя

В создании и развитии воздушно-реактивных двигателей огромнейшую роль сыграли научные исследования отечественных ученых.

Основоположителем теории реактивного движения является русский ученый Николай Егорович Жуковский (1847—1921), названный В. И. Лениным «отцом русской авиации». В своих работах «О реакции вытекающей и втекающей жидкости» (1882 и 1886) и «К теории судов, приводимых в движение силой реакции вытекающей воды» (1908) Н. Е. Жуковский первым разработал основные вопросы теории реактивного движения, а его работы по вихревой теории гребных винтов и осевых вентиляторов (1912—1918) легли в основу современной теории лопаточных машин.

Большой вклад в теорию реактивных двигателей сделал советский ученый академик Б. С. Стечкин. В 1929 г. Б. С. Стечкин опубликовал работу «Теория воздушного реактивного двигателя», в которой впервые в мире научно обосновал возможность применения ВРД для авиации, вывел формулу для определения силы тяги и исследовал к. п. д. этих двигателей. Эта работа легла в основу создания современной теории воздушно-реактивных двигателей и их теплового расчета.

Впоследствии академик Б. С. Стечкин создал курс «Теория реактивных двигателей», опубликованный в 1945 г. В этом курсе он

разработал общую теорию турбореактивных двигателей и дал метод построения их характеристик. Им был создан также и курс авиационных лопаточных машин.

Б. С. Стечкин по праву считается основоположником современной теории воздушно-реактивных двигателей и авиационных лопаточных машин.

Ряд важных теоретических вопросов по газовым турбинам разработал проф. В. В. Уваров. В 1936 г. под его руководством была построена экспериментальная газовая турбина. Впоследствии проф. Уваров создал несколько других оригинальных конструкций газовых турбин. Ему также принадлежит ряд новых идей в области центробежных компрессоров.



*Доцент, кандидат технических наук
инженер-майор Ю. Н. НЕЧАЕВ*

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА АВИАЦИОННЫХ ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН

Важное значение в создании и развитии современных реактивных двигателей имеют работы по теории, расчету и конструированию лопаточных машин: компрессоров и газовых турбин.

Лопаточными машинами принято называть такие машины, у которых рабочими элементами являются чередующиеся между собой ряды вращающихся и неподвижных лопаток.

Каждый ряд вращающихся лопаток, закрепленных на общем диске, составляет рабочее колесо. Каждый ряд неподвижных лопаток составляет неподвижный направляющий (или спрямляющий) аппарат.

Рабочее колесо вместе с неподвижным направляющим аппаратом образует ступень лопаточной машины. Лопаточные машины могут быть как одноступенчатыми, так и многоступенчатыми.

Лопаточные машины по характеру движения в них газового потока подразделяются на центробежные и осевые. В центробежных лопаточных машинах газовый поток имеет радиальное направление; это создает благоприятные условия для использования работы центробежных сил, возникающих при вращении колеса. В осевых же лопаточных машинах направление газового потока совпадает или почти совпадает с направлением оси вращения рабочего колеса, поэтому взаимодействие между протекающим газовым потоком и лопатками (составляющими так называемую решетку профилей) осуществляется преимущественно за счет газодинамических сил.

В воздушно-реактивных двигателях для сжатия воздуха применяются как центробежные, так и осевые компрессоры, а для привода компрессоров и воздушных винтов используются, как правило, осевые газовые турбины.

Центробежные компрессоры широко используются в авиации для сжатия воздуха в воздушно-реактивных двигателях, а также для наддува и поддержания на всех высотах (до расчетной) по-

стоянного давления воздуха на всасывании в поршневых авиационных двигателях.

Центробежный компрессор с двусторонним входом, предназначенный для сжатия воздуха в ТРД, показан на рис. 17. Компрессор состоит из двух основных частей: колеса 1 и лопаточного диффузора 2. Колесо посажено на вал 3, с помощью которого приводится во вращение. Оно снабжено большим количеством лопаток 4 (обычно радиальных). Воздух подводится к колесу с помощью специальных направляющих устройств 5, обеспечивающих равномерный вход воздуха в требуемом направлении с малыми потерями.

Проходя по каналам, образуемым лопатками колеса, и вращаясь вместе с колесом, воздух сжимается под действием центробежных сил. Одновременно с этим увеличивается абсолютная скорость движения воздуха, которая на выходе из колеса достигает величины, близкой к окружной скорости колеса.

В лопаточном диффузоре кинетическая энергия, сообщенная воздуху колесом, используется для его дальнейшего сжатия. При движении воздуха по расширяющимся каналам, образуемым лопатками, скорость его уменьшается, а давление увеличивается. Таким образом, сжатие воздуха осуществляется последовательно, сначала в колесе, а затем в лопаточном диффузоре. Выходя из диффузора, воздух попадает в выходные патрубки 6, по которым он подводится к камерам сгорания двигателя.

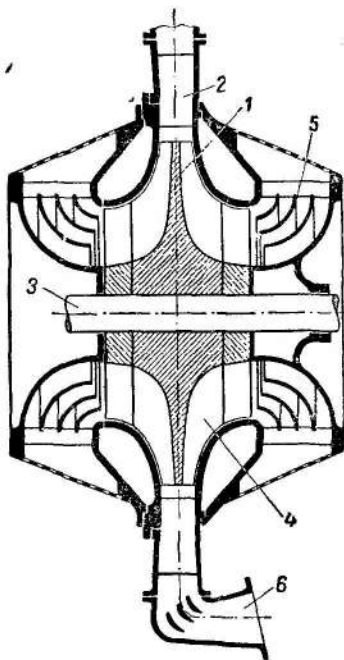


Рис. 17. Схема центробежного компрессора с двусторонним входом:

1 — колесо; 2 — лопаточный диффузор; 3 — вал; 4 — лопатки колеса; 5 — направляющие устройства; 6 — выходные патрубки

* * *

Развитие авиационных центробежных компрессоров на первом этапе было связано с использованием опыта экспериментальных и теоретических работ по промышленным центробежным компрессорам, вентиляторам и гидронасосам, которые уже в XVIII в. начали широко применяться для вентиляции рудников и шахт, для дутья в кузнечном деле и в металлургии, для водоснабжения и других целей. К этому же времени относятся и первые теоретические работы по центробежным компрессорам, написанные в России Леонардом Эйлером (1707—1783).

Эйлер создал элементарную струйную теорию центробежных

лопаточных машин, ряд выводов которой используется и до настоящего времени. Эта теория была впервые опубликована им в работе «Более полная теория машин, приводимых в движение действием воды», вышедшей в Петербурге в 1754 г. В ней же Л. Эйлер вывел формулу для определения эффективной работы, затрачиваемой на вращение колеса центробежного компрессора, называемую в настоящее время формулой Эйлера.

Создателем первых центробежных вентиляторов и насосов промышленного значения был выдающийся русский изобретатель генерал-лейтенант А. А. Саблуков (1783—1857). В 1832 г. А. А. Саблуков впервые в мире создал и практически использовал для промышленных целей центробежный вентилятор. Впоследствии он сконструировал несколько образцов центробежных вентиляторов, которые широко применялись для вентиляции рудников и промышленных помещений.

Гидродинамическая теория центробежных компрессоров неразрывно связана с именем Н. Е. Жуковского, который распространил свою вихревую теорию винта на центробежные вентиляторы. Важную роль в разработке этой теории сыграли опыты с колесом центробежного вентилятора, проведенные Н. Е. Жуковским в 1911 г. в Московском государственном университете. На основе этих опытов Н. Е. Жуковский в статье «Вихревая теория гребного винта», опубликованной в 1914 г., изложил результаты своих исследований, назвав их «Вихревая теория центробежного вентилятора». Эта работа положила начало развитию вихревой теории центробежных вентиляторов и компрессоров.

Наибольших успехов отечественное гидромашиностроение и в частности компрессоростроение достигло в годы Советской власти. Благодаря заботам Коммунистической партии и Советского правительства был создан ряд крупнейших научно-исследовательских институтов, привлечены к работам в области гидромашиностроения лучшие научные силы, укрепилась творческая связь между работниками науки и промышленности.

Первые попытки использования приводных центробежных нагнетателей (ПЦН) как средства сохранения постоянного давления на всасывании поршневого авиадвигателя с подъемом на высоту относятся к 1914—1915 гг. Однако широко применять нагнетатели в авиации начали примерно с 1926—1928 гг.

Первые ПЦН давали слишком малый напор и низкий к. п. д., что ограничивало их распространение. Поэтому винтомоторный отдел ЦАГИ, которым в то время руководил Б. С. Стечкин, провел ряд экспериментальных работ по исследованию отдельных элементов центробежных нагнетателей.

К 1928—1930 гг. Б. С. Стечкин создал теорию расчета авиационных центробежных нагнетателей, систематический курс которой был опубликован им в 1934 г.

В период с 1934 по 1937 г. в ЦАГИ был проведен ряд экспериментальных работ по исследованию течения воздуха в отдельных элементах центробежного нагнетателя. Опытные данные, полученные

ные в результате проведения этих работ, позволили значительно повысить точность гидравлического расчета центробежного нагнетателя.

Большой вклад в развитие теории центробежных нагнетателей внес проф. В. И. Дмитриевский своей работой «Нагнетатели и наддув авиационных двигателей», в которой особое внимание было уделено вопросу построения характеристик компрессора, изданной в 1935 г. и переизданной совместно с К. В. Холщевниковым в значительном дополненном виде в 1939 г.

В 1930 г. проф. В. В. Уваров предложил схему центробежного компрессора оригинальной конструкции с диффузором, выполненным в виде воздушной турбины (рис. 18). Этот компрессор был изготовлен в 1936 г. Процесс сжатия воздуха в компрессоре Уварова происходил только в колесе 1, а часть энергии, которая обычно преобразуется в давление в диффузоре, имеющем низкий к. п. д., превращалась в механическую работу в радиальной воздушной турбине 2, имеющей более высокий к. п. д. Создаваемая турбиной работа передавалась на вал компрессора или на воздушный винт. За границей схема такого центробежного компрессора была повторена Хеппнером спустя 12 лет.

Осевые многоступенчатые компрессоры наряду с центробежными компрессорами нашли широкое применение в авиационных и стационарных силовых установках.

Применение осевых компрессоров в ТРД и ТВД объясняется рядом их преимуществ. Их к. п. д. выше, чем у центробежных компрессоров; кроме того, они могут обеспечивать гораздо большие

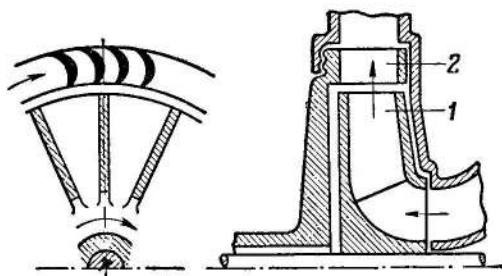


Рис. 18. Схема центробежного компрессора В. В. Уварова:

1 — колесо; 2 — воздушная турбина

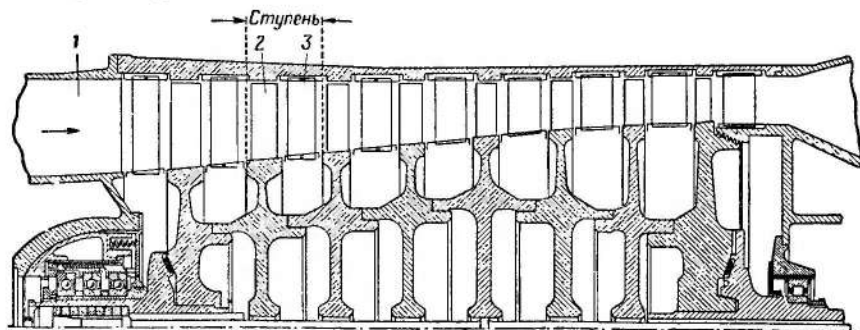
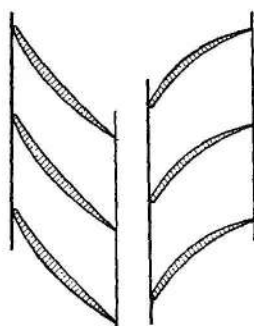
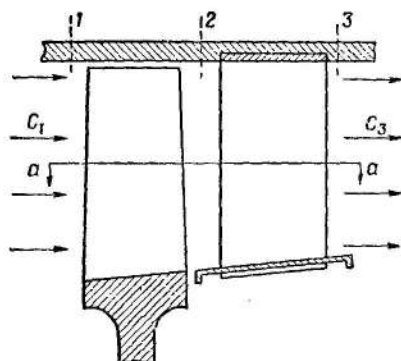


Рис. 19. Схема проточной части многоступенчатого осевого компрессора:

1 — кольцевой воздухозборник; 2 — рабочее колесо; 3 — спрямляющий аппарат

расходы воздуха (при одинаковых лобовых габаритах) и позволяют получать более высокие степени сжатия, чем одноступенчатые центробежные компрессоры.

На рис. 19 изображена схема проточной части многоступенчатого осевого компрессора. Воздух к первой ступени подается из кольцевого воздухозаборника 1. Сжатие воздуха осуществляется посредством нескольких ступеней, расположенных одна за другой.



Сечение по а а

Рис. 20. Схема ступени осевого компрессора

Каждая ступень состоит из вращающегося рабочего колеса 2 и неподвижного спрямляющего аппарата 3.

Основными рабочими элементами колеса и спрямляющего аппарата являются лопатки, которые сжимают проходящий через компрессор воздух.

На рис. 20 показаны схема отдельной ступени и сечение лопаток рабочего колеса и спрямляющего аппарата; цифрами 1, 2, 3 обозначены характерные сечения: на входе в колесо (1), выходе из него (2) и на выходе из ступени (3). Обозначения скоростей воздушного потока снабжены индексами соответственно сечениям. Из рис. 20 видно, что лопатки рабочего колеса и спрямляющего аппарата установлены таким образом, что они образуют совместно расширяющиеся каналы. Воздух подходит к лопаткам рабочего колеса с большой относительной скоростью, которая определяется как векторная сумма абсолютной скорости воздуха, подходящего к ступени, и окружной скорости лопаток колеса. За счет

уменьшения относительной скорости воздуха в расширяющихся каналах, образуемых лопатками рабочего колеса, происходит повышение его давления. Одновременно с этим увеличивается и абсолютная скорость воздуха за счет закрутки, которую сообщает воздуху колесо, увлекая его в направлении вращения.

Спрямляющий аппарат, расположенный за колесом, выполняет роль выходного диффузора: в нем кинетическая энергия, полученная воздухом на лопатках колеса, используется для дальнейшего повышения давления.

Осевые компрессоры начали применяться в промышленности значительно позднее центробежных компрессоров. Первоначально

их развитие основывалось на опыте применения других осевых лопаточных машин, в первую очередь водяных и воздушных винтов и осевых вентиляторов.

Воздушные винты и осевые вентиляторы стали применяться в конце XIX в., а водяные винты — значительно раньше. Однако теория их расчета не была разработана, поэтому они были малоэффективны и имели очень низкий к. п. д.

Только с появлением вихревой теории гребных винтов и вентиляторов, разработанной Н. Е. Жуковским, осевые лопаточные машины стали быстро развиваться.

В статьях Н. Е. Жуковского, опубликованных под общим названием «Вихревая теория гребного винта», была фундаментально разработана теория винтов и осевых вентиляторов. В них Н. Е. Жуковский впервые дал классический вывод теоремы о подъемной силе профиля, работающего в решетке, обтекаемой потоком идеальной, несжимаемой жидкости.

В. П. Ветчинкин в работе «Расчет гребного винта» (1913 г.) распространил теорию Жуковского на винт с переменной вдоль лопасти циркуляцией скорости. В ней же Ветчинкин впервые рассмотрел действие центробежных сил и вывел условие радиального равновесия.

Применение вихревой теории Н. Е. Жуковского к расчету осевых вентиляторов сразу же дало хорошие результаты. За период с 1913 по 1916 г. было построено несколько вентиляторов типа «НЕЖ» для аэродинамических труб (так были названы вентиляторы с постоянной циркуляцией по длине лопасти, расчет которых был дан самим Н. Е. Жуковским). Коэффициент полезного действия этих вентиляторов доходил до 0,6 и почти в два раза превосходил к. п. д. имевшихся ранее вентиляторов. Однако вентиляторы типа НЕЖ не сразу получили применение в промышленности. Царские чиновники и крупные промышленники, пренебрежительно относившиеся к русской науке и технике, не обратили на них должного внимания и продолжали выписывать вентиляторы из-за границы.

После Великой Октябрьской социалистической революции выдающиеся работы Н. Е. Жуковского по теории и расчету винтов и вентиляторов нашли дальнейшее развитие и широкое применение.

В 1927—1929 гг. в промышленности появились первые вентиляторы ЦАГИ. С этого времени в ЦАГИ систематически велась работа по проектированию осевых вентиляторов на основе вихревой теории Н. Е. Жуковского. В период с 1929 по 1934 г. в ЦАГИ было разработано и построено много осевых вентиляторов различных серий, причем их развитие шло по пути увеличения к. п. д. и окружных скоростей; кроме того, были проведены многочисленные испытания этих вентиляторов и выпущены атласы их характеристик.

В 1936 г. вышла в свет работа проф. К. А. Ушакова «Аэродинамический расчет осевого вентилятора». В ней был дан метод проекторочного расчета осевых высоконапорных вентиляторов на основе вихревой теории Н. Е. Жуковского. В своей работе К. А. Ушаков

указал на необходимость применения для высоконапорных вентиляторов спрямляющих аппаратов, дал метод их расчета, предложил способ изгиба профилей при построении рабочих и спрямляющих лопаток, вывел формулу для проверки густоты решетки профилей и разрешил ряд других важных вопросов.

Напечатанная в 1944 г. статья К. К. Баулина «Аэродинамический расчет ступени осевого компрессора» и ряд других работ были

направлены на изучение различных схем ступеней осевого компрессора и определение возможностей дальнейшего повышения напора в ступени.

Повышение степени сжатия воздуха в ступени осевого компрессора привело к необходимости учета сжимаемости воздуха.

В 1944 г. академик Б. С. Стечкин распространил теорему Н. Е. Жуковского о подъемной силе профиля, работающего в решетке, на случай обтекания решетки сжимаемым газом, а в 1947 г. опубликовал первый систематический курс лекций по теории осевых компрессоров.

В последние годы развитие теории осевых компрессоров шло особенно интенсивно и успешно. Она получила свое дальнейшее развитие в трудах Л. А. Симонова, К. В. Холщеникова, С. А. Довжика и других.

Газовые турбины, применяемые для привода компрессоров ТРД, как правило, бывают одно- или двухступенчатые.

Схема одноступенчатой газовой турбины изображена на

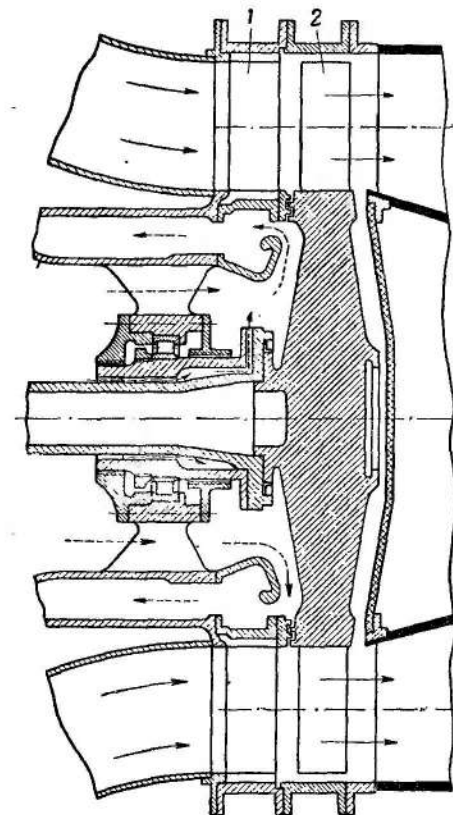


Рис. 21. Схема одноступенчатой газовой турбины:

1 — неподвижный сопловый аппарат; 2 — вращающееся рабочее колесо

рис. 21. Основными ее элементами являются неподвижный сопловый аппарат с сопловыми лопатками 1 и вращающееся колесо с рабочими лопатками 2. На рис. 22 показаны сопловые и рабочие лопатки и их сечения, а также характерные сечения турбины: z — на входе в сопловый аппарат (турбину), 1 — на выходе из соплового аппарата и 2 — на выходе из колеса турбины. Обозначения скоростей газа в различных сечениях имеют соответствующие индексы.

Работа турбины заключается в следующем. Сжатый и нагретый газ из камеры сгорания поступает в межлопаточные каналы соплового аппарата, которые имеют площади проходных сечений на выходе меньше, чем на входе. В сопловом аппарате происходит расширение газа, в результате которого часть его потенциальной энергии преобразуется в кинетическую. Давление и температура газа при этом понижаются.

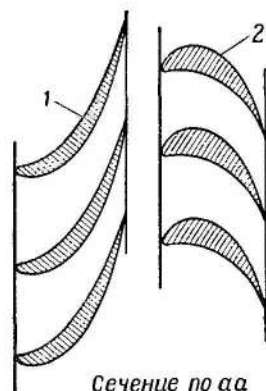
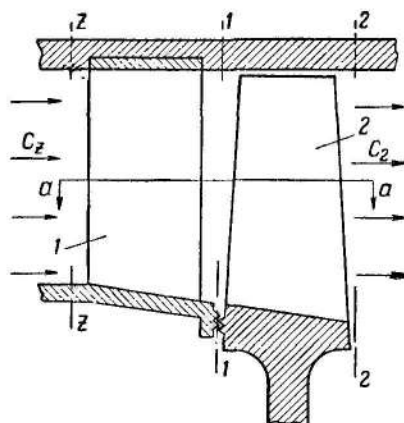
Выйдя из соплового аппарата, газ, имеющий большую скорость, попадает на лопатки рабочего колеса турбины. Часть кинетической энергии, полученной газом в сопловом аппарате, преобразуется на рабочих лопатках турбины в механическую работу вращения турбины. При этом давление на вогнутых поверхностях лопаток оказывается больше, чем на выпуклых. Под влиянием получающейся разности давлений (подъемной силы) и происходит вращение лопаток и связанного с ним колеса.

Если расширение газа полностью заканчивается в сопловых лопатках, а в рабочих лопатках происходит только процесс преобразования кинетической энергии газа в механическую работу вращения колеса, турбина называется активной. Если же процесс расширения газа в сопловых лопатках не заканчивается, а продолжается еще в рабочих лопатках, турбина называется реактивной.

Межлопаточные каналы рабочих лопаток реактивной турбины имеют суживающую форму. В них происходит уменьшение давления и температуры газа и увеличение относительной скорости. Ускорение потока вызывает реактивное воздействие на лопатки, помимо активного воздействия набегающей газовой струи, выходящей из соплового аппарата.

В ТРД применяются реактивные турбины, так как они обладают рядом преимуществ и, в частности, имеют более высокий к. п. д.

В качестве стационарных двигателей газотурбинные установки стали применяться в промышленности в начале XX в. Их развитие было тесно связано с использованием опыта по применению паро-



Сечение по aa

Рис. 22. Схема ступени газовой турбины:

$z-z$, $1-1$, $2-2$ — характерные сечения турбины; 1 — неподвижные лопатки соплового аппарата; 2 — лопатки рабочего колеса

вых турбин, которые к этому времени получили уже широкое распространение и начали вытеснять из некоторых отраслей промышленности паровые машины. Наиболее интенсивное развитие газовые турбины получили только за последнее десятилетие в связи с применением их в авиации.

Впервые газотурбинная установка с постоянным давлением сгорания была осуществлена в 1892 г. выдающимся русским изобретателем П. Д. Кузьминским. Она состояла из воздушного компрессора, камеры сгорания (генератора парагаза) и многоступенчатой радиальной турбины оригинальной конструкции (рис. 23). Камера

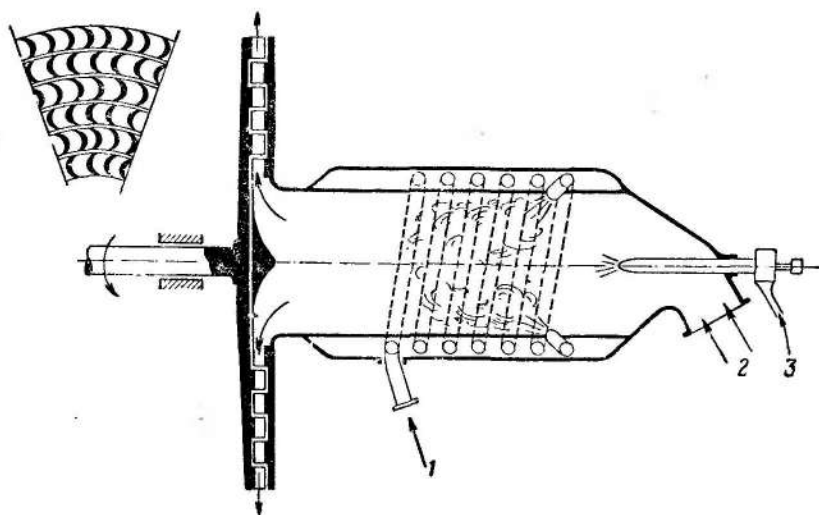


Рис. 23. Газовая турбина П. Д. Кузьминского:

1 — патрубок для подачи воды; 2 — патрубок для подачи сжатого воздуха; 3 — труба для подачи топлива к форсунке

сгорания охлаждалась водой, которая затем впрыскивалась в камеру сгорания для понижения температуры продуктов сгорания. К сожалению, П. Д. Кузьминского постигла участь многих русских изобретателей и ученых, не встречавших никакой поддержки со стороны царского правительства. Его турбина не могла быть испытана из-за отсутствия у изобретателя необходимых для этого средств. Морское министерство, куда обратился П. Д. Кузьминский за поддержкой, отказалось выдать средства, необходимые для продолжения работ по созданию первой газовой турбины. Вскоре после смерти изобретателя (в 1900 г.) работы по усовершенствованию этой турбины были прекращены.

Стремясь к увеличению экономичности газотурбинной установки, русский инженер В. В. Караводин создал в 1908 г. опытную модель газовой турбины, работавшей со сгоранием топлива при постоянном объеме.

Турбина В. В. Караводина имела четыре камеры сгорания и четыре сопла, расположенных по периферии вокруг диска турбины, имевшего диаметр 150 мм, и работала без предварительного сжатия воздуха. Схема камеры с соплом и диска турбины показана на рис. 24. Турбина работала следующим образом. Через входной клапан 1 топливо-воздушная смесь поступала в камеру сгорания 2, где воспламенялась от свечи 3. Под действием нарастающего в камере давления клапан закрывался и продукты сгорания через сопловой аппарат 4 направлялись к рабочему колесу 5. Вследствие инерции газовой струи, движущейся по длинному соплу, в конце процесса истечения в камере возникало разрежение, благодаря которому открывался всасывающий клапан и происходило новое наполнение камеры топливо-воздушной смесью. Замеренная при испытаниях мощность турбины была равна 1,6 л. с., а к. п. д. составлял 0,025. Однако даже такой результат для модели, имевшей очень малые размеры, был большой удачей.

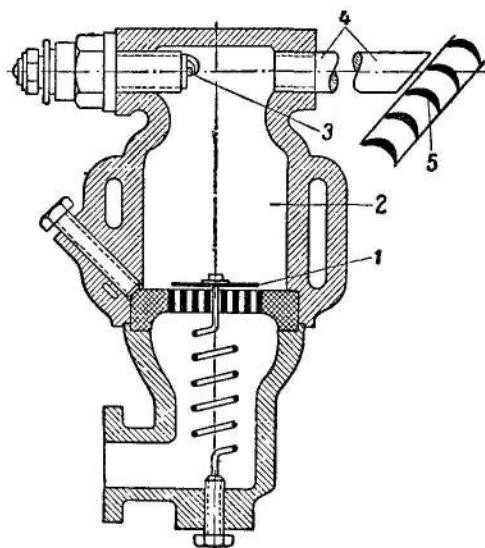


Рис. 24. Газовая турбина
В. В. Караводина:

1 — входной клапан; 2 — камера сгорания; 3 — свеча;
4 — сопло; 5 — рабочее колесо

За рубежом в течение длительного времени основные усилия были направлены на создание газовой турбины, работавшей со сгоранием топлива при постоянном объеме. В этом направлении упорно работал Хольцварт, построивший несколько экспериментальных турбин. Теоретическую поддержку Хольцварту оказывали такие специалисты, как Шюле и Стодола. Однако многолетняя работа Хольцварта не увенчалась успехом. Это значительно охладило интерес к газовым турбинам, работавшим со сгоранием топлива при постоянном объеме, пропагандировавшимся большинством западных ученых и инженеров.

Отечественные ученые и инженеры вели работы преимущественно по развитию и усовершенствованию газовых турбин, работавших со сгоранием топлива при постоянном давлении. Особенно много сделали для обоснования целесообразности применения газовых турбин, работавших со сгоранием топлива при постоянном давлении, В. М. Маковский, Г. И. Зотиков, В. В. Уваров и др., доказавшие, что такие газотурбинные установки при достаточно высокой температуре газа не уступают по к. п. д. газотурбин-

ным установкам со сгоранием топлива при постоянном объеме, но выгодно отличаются от последних простотой и надежностью конструкции. Теоретические выводы наших ученых блестяще подтвердились практикой.

Одним из пионеров газотурбостроения в СССР был профессор В. М. Маковский, в течение ряда лет руководивший созданным им научным коллективом при Харьковском механико-машиностроительном институте.

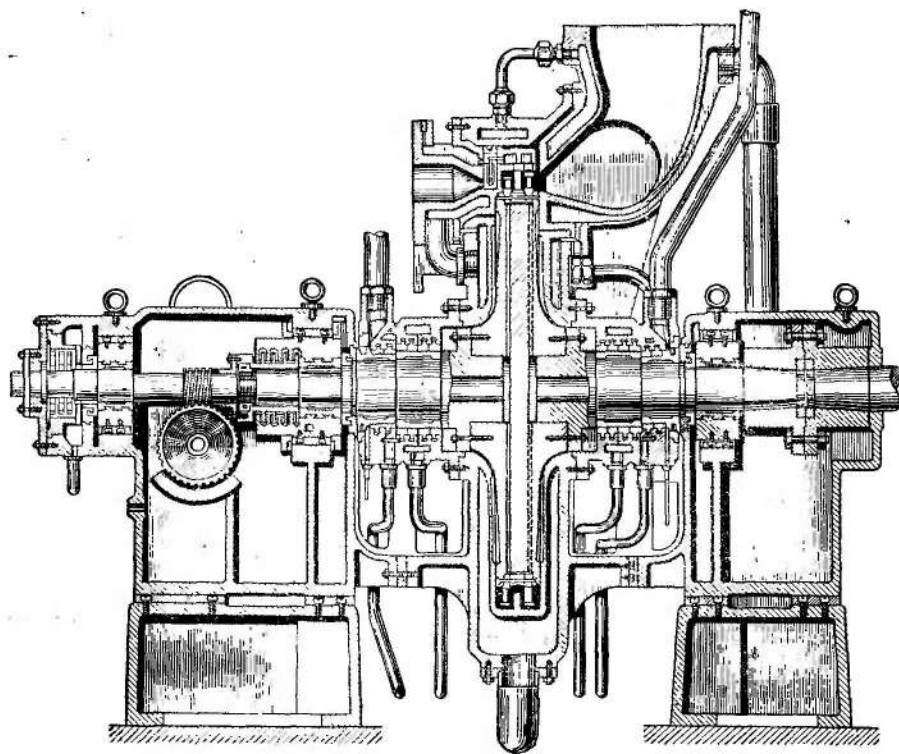


Рис. 25. Газовая турбина В. М. Маковского

В 1925 г. вышла из печати его монография «Опыт исследования турбин внутреннего сгорания с постоянным давлением».

В. М. Маковский спроектировал и в 1939 г. построил газовую турбину со сгоранием топлива при постоянном давлении, работавшую на продуктах подземной газификации каменного угля (рис. 25). Мощность установки достигала 400 кВт, давление в камере сгорания равнялось 4 кг/см^2 ; камера сгорания изготовлялась из чугуна с внутренней обмуровкой; вал, диск и полые лопатки турбины охлаждались водой. Турбина была установлена на опытной шахте. Введение в эксплуатацию таких турбин способствовало разрешению

проблемы подземной газификации углей, на важность которой указывал В. И. Ленин еще в 1913 г.

Большие заслуги в области исследования и конструирования газовых турбин принадлежат проф. В. В. Уварову. В 1935 г. он издал курс по теории и расчету газовых турбин, в котором были описаны многие новые оригинальные исследования. Курс В. В. Уварова «Газовые турбины» является одной из наиболее ценных в литературе монографий по газовым турбинам. Он содержит теоретическую разработку ряда вопросов, имеющих актуальное значение.

Проф. В. В. Уваров, кроме того, написал ряд замечательных теоретических работ, среди которых следует особо отметить работы по профилированию длинных лопаток газовых турбин и по расчету характеристик авиационных газотурбинных двигателей.

Успехи в области авиационного газотурбостроения и компрессоростроения, а также громадный производственный и эксплуатационный опыт позволил советским конструкторам создать совершенные газотурбинные двигатели.



Доцент, кандидат технических наук
инженер-подполковник А. Н. ГОВОРОВ

ПРОЦЕСС СЖАТИЯ ВОЗДУХА В ЦЕНТРОБЕЖНОМ КОМПРЕССОРЕ ТРД

Схема и принцип действия центробежного компрессора

Центробежные компрессоры служат для повышения давления проходящего через них воздуха; они широко применяются в различных отраслях народного хозяйства СССР.

В авиации центробежные компрессоры уже много лет используются в качестве приводных центробежных нагнетателей и нагнетателей турбокомпрессоров для наддува поршневых авиадвигателей.

Особое значение центробежные компрессоры приобрели в результате применения их в турбореактивных двигателях.

Центробежный компрессор (рис. 26) состоит из входного устройства *а*, колеса *б*, диффузора *в* и выходных патрубков *г*.

Основной рабочей частью компрессора является колесо, имеющее лопатки. Колесо закреплено на валу и посредством его приводится во вращение. Окружная скорость колеса компрессора ТРД достигает 480—500 м/сек. Воздух из атмосферы, пройдя входное устройство, поступает в межлопаточные

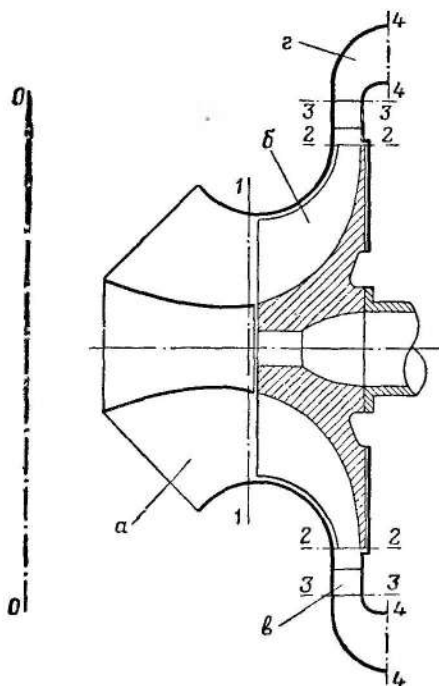


Рис. 26. Схема центробежного компрессора:

а — входное устройство; *б* — колесо; *в* — диффузор; *г* — выходные патрубки

каналы вращающегося колеса. Проходя по каналам и вращаясь вместе с колесом, воздух под действием центробежных сил сжимается и на выходе из колеса, т. е. на входе в диффузор, имеет повышенное давление и большую скорость, близкую по величине к окружной скорости колеса. Сжатие воздуха в колесе и увеличение его скорости происходят за счет работы, подведенной к колесу через вал компрессора извне. Так, в ТРД колесо компрессора приводится во вращение газовой турбиной.

Работа, подведенная извне к валу компрессора, затрачивается не только на совершение работы сжатия, но и на преодоление всякого рода потерь и на увеличение кинетической энергии воздуха. Работа, затраченная на сжатие воздуха, а следовательно, и повышение давления воздуха в компрессоре тем больше, чем выше окружная скорость колеса.

Диффузор компрессора подобен обычному расширяющемуся каналу: площадь выходного сечения диффузора больше, чем площадь его входного сечения.

Скорость воздуха, поступившего в диффузор, вследствие увеличения площади проходного сечения диффузора уменьшается, а давление продолжает расти. Таким образом, происходит процесс преобразования кинетической энергии воздуха в работу сжатия. Выйдя из диффузора, воздух через выходные патрубки поступает в камеры сгорания двигателя. Обычно процесс преобразования кинетической энергии воздуха в работу сжатия не заканчивается в диффузоре, а продолжается в выходных патрубках.

На рис. 27 представлен график изменения параметров воздуха при движении его по компрессору. Характерные сечения гидравлического тракта компрессора обозначены цифрами от 1 до 4 и теми

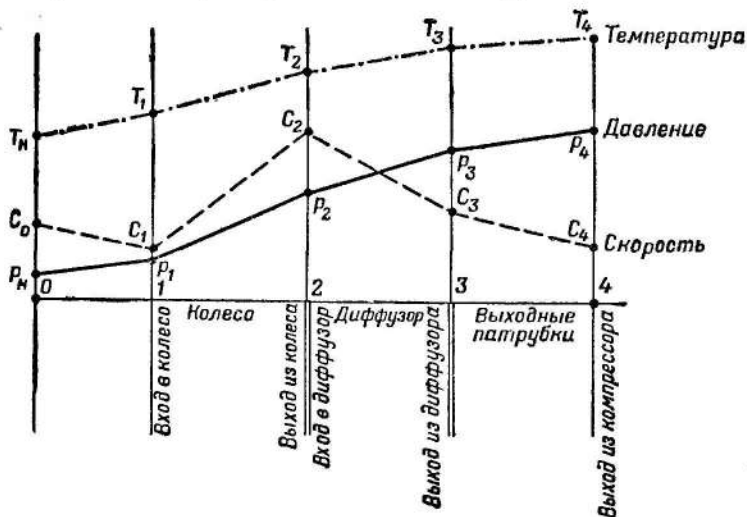


Рис. 27. График изменения параметров воздуха при его движении по компрессору

же цифрами они соответственно обозначены на рис. 26. На этом рисунке цифрами 1 обозначено сечение на входе в колесо, 2 — на выходе из колеса, 3 — на выходе из диффузора и 4 — на выходе из компрессора. Сечение 0 — проведено в невозмущенной атмосфере перед входом в компрессор. Параметры, характеризующие состояние воздуха в каждом сечении (давление p , температура T и скорость c), имеют индексы, соответствующие сечению.

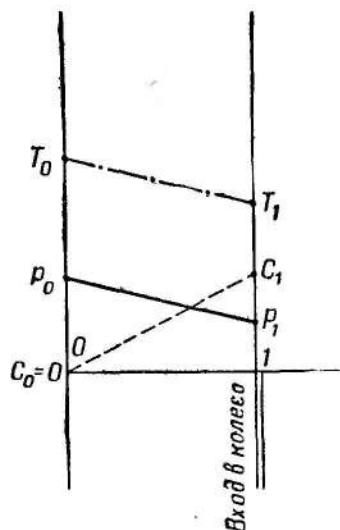


Рис. 28. График изменения параметров воздуха на входе в компрессор при работе на месте

Рассмотрим, как изменяются параметры воздуха при течении его по компрессору.

Перед входом в колесо вследствие уменьшения скорости воздуха от c_0 (скорости полета) до c_1 (скорости на входе в колесо), обычно равной $120 \div 140$ м/сек, давление и температура воздуха увеличиваются от p_0, T_0 до p_1, T_1 . При работе компрессора на месте и в полете при малых скоростях, когда скорость полета c_0 меньше скорости воздуха на входе в колесо c_1 , благодаря увеличению скорости воздуха, поступающего в компрессор, давление и температура его несколько уменьшаются (рис. 28).

В колесе за счет подвода работы извне все параметры воздуха возрастают.

В диффузоре и выходных патрубках вследствие уменьшения скорости воздуха температура и давление увеличиваются.

Наиболее важные показатели компрессора, характеризующие его работу на двигателе, — к. п. д. компрессора, секундный весовой расход воздуха через компрессор G и степень сжатия воздуха в компрессоре ϵ_k , или степень сжатия компрессора (отношение давления воздуха на выходе из компрессора p_4 к давлению на входе в колесо $p_1, \epsilon_k = \frac{p_4}{p_1}$). Обычно для компрессоров воздушно-реактивных двигателей $\epsilon_k = 4,2 \div 4,5$, а расход воздуха $G = 40 \div 60$ кг/сек.

Степенью сжатия двигателя ϵ называется отношение давления воздуха на выходе из компрессора p_4 к атмосферному давлению p_0 .

Очевидно, что при работе двигателя на месте и в полете при $c_0 < c_1, \epsilon < \epsilon_k$, так как $p_1 < p_0$ (см. рис. 28). Если скорость полета $c_0 > c_1$, то $\epsilon > \epsilon_k$ за счет скоростного напора $p_1 > p_0$ (см. рис. 27).

Расход же воздуха через компрессор зависит от оборотов двигателя, высоты и скорости полета,

Работа отдельных элементов компрессора, определяющая изменение параметров воздуха при его движении через компрессор, будет рассмотрена ниже.

Уравнение сохранения энергии

Основными уравнениями, определяющими связь между параметрами воздуха при его течении по компрессору, являются уравнение сохранения энергии и уравнение Бернулли.

Уравнение сохранения энергии впервые в общем виде было сформулировано великим русским ученым М. В. Ломоносовым.

Из уравнения сохранения энергии следует, что полная энергия 1 кг воздуха на входе в компрессор плюс энергия, полученная им в компрессоре, равна полной энергии его на выходе из компрессора.

Полная энергия движущегося воздуха (газа) состоит из кинетической энергии и теплосодержания. Кинетическая энергия 1 кг воздуха на входе в компрессор равна

$$\frac{c_1^2}{2g},$$

где c_1 — скорость воздуха на входе в колесо компрессора.

Теплосодержание 1 кг воздуха на входе в компрессор равно

$$\frac{c_p}{A} T_1.$$

Как известно из термодинамики,

$$\frac{c_p}{A} = \frac{k}{k-1} R.$$

Для воздуха $k = 1,4$; $R = 29,27$ [кгм/кг · град.] и $\frac{c_p}{A} = 102,5$ [кгм/кг · град.].

В дальнейшем мы будем, не оговариваясь, все величины писать для 1 кг воздуха, проходящего через компрессор.

Итак, полная энергия 1 кг воздуха на входе в компрессор составляет

$$\frac{c_1^2}{2g} + \frac{c_p}{A} T_1,$$

а полная энергия 1 кг воздуха на выходе из компрессора равна

$$\frac{c_4^2}{2g} + \frac{c_p}{A} T_4$$

(c_4 и T_4 — скорость и температура воздуха на выходе из компрессора).

Энергия, сообщаемая 1 кг воздуха в компрессоре, подводится как в виде механической работы, затрачиваемой на привод колеса $L_{\text{э.к.}}$, так и в виде тепла, сообщаемого воздуху извне через

стенки компрессора $Q_{\text{вн}}$. Работу, затраченную на привод колеса $L_{\text{в.к}}$, принято называть эффективной работой сжатия 1 кг воздуха.

Как уже указывалось выше, полная энергия воздуха на входе в компрессор в сумме с энергией, полученной в компрессоре, равна энергии воздуха на выходе из компрессора.

Тогда уравнение сохранения энергии будет выглядеть так

$$\frac{c_1^2}{2g} + \frac{c_p}{A} T_1 + L_{\text{в.к}} + \frac{Q_{\text{вн}}}{A} = \frac{c_p}{A} T_4 + \frac{c_4^2}{2g}. \quad (1)$$

В уравнение (1) не включена работа, затраченная на преодоление сил трения, возникающих при движении воздуха по компрессору, так как она полностью обращается в тепло и возвращается воздуху, не нарушая в уравнении энергетического баланса.

Уравнение (1) показывает, что полная энергия воздуха на входе в компрессор в сумме с эффективной работой и подведенным извне теплом равна полной энергии воздуха на выходе из компрессора. $Q_{\text{вн}}$ в уравнении (1) может иметь также и отрицательное значение, что означает не подвод тепла извне, а потерю тепла в окружающую среду через стенки компрессора.

Подводом тепла извне или потерей его в окружающую среду, как показывает опыт, можно пренебречь в связи с тем, что секундный расход воздуха через компрессор ТРД велик по сравнению с наружной поверхностью компрессора и величина $Q_{\text{вн}}$, приходящаяся на 1 кг воздуха, оказывается незначительной. При прохождении через компрессор воздуха изменение его температуры вследствие внешнего теплообмена по сравнению с повышением температуры воздуха в процессе сжатия будет сравнительно мало.

Поэтому внешним теплообменом обычно пренебрегают, и если предположить, что в уравнении (1) $Q_{\text{вн}} = 0$, то

$$L_{\text{в.к}} = \frac{c_p}{A} (T_4 - T_1) + \frac{c_4^2 - c_1^2}{2g}.$$

Таким образом, эффективная работа идет на увеличение тепло содержания и на приращение кинетической энергии воздуха, проходящего через компрессор. Скорость воздуха на выходе из компрессора c_4 обычно близка к скорости на входе c_1 ; выбором соответствующих размеров выходных патрубков можно добиться равенства $c_4 = c_1$. Тогда

$$L_{\text{в.к}} = \frac{c_p}{A} (T_4 - T_1), \quad (2)$$

т. е. в этом случае вся внешняя работа идет на увеличение тепло содержания воздуха. Приращение температуры воздуха $\Delta T = T_4 - T_1$ называют подогревом воздуха в компрессоре.

Процесс сжатия воздуха в компрессоре сопровождается трением. При этом работа, затраченная на преодоление сил трения (так называемые гидравлические потери), выделяется в виде тепла.

В этом случае принято связывать давление и температуру воздуха на входе и выходе из компрессора уравнением политропы.

$$\frac{T_4}{T_1} = \left(\frac{P_4}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}.$$

Тогда выражение (2) примет вид

$$\begin{aligned} L_{\text{э. к}} &= \frac{c_p}{A} (T_4 - T_1) = \frac{k}{k-1} RT_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right) = \\ &= \frac{k}{k-1} RT_1 \left(\epsilon_k^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right). \end{aligned}$$

Заметим, что здесь показатель адиабаты k не означает, что процесс идет без потерь. Буквой k выражается теплоемкость воздуха.

Величина показателя политропы n тем больше, чем больше потери в процессе сжатия.

В идеальном случае — при отсутствии потерь $n = k$ — процесс сжатия воздуха происходит по адиабате. Затраченная в этом случае на сжатие эффективная работа (работа идеального компрессора при отсутствии теплообмена с окружающей средой, отсутствии гидравлических потерь и равенстве скоростей воздуха на входе и выходе из компрессора) называется адиабатической работой сжатия:

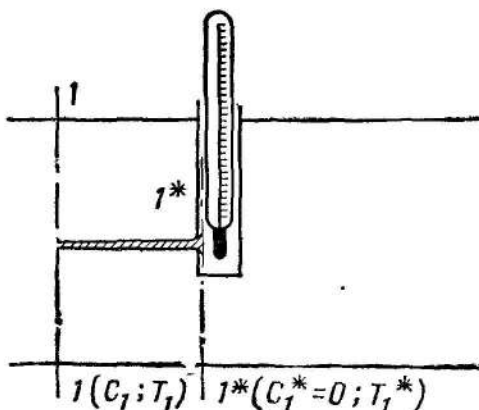


Рис. 29. Схема измерения температуры заторможенного воздушного потока

$$L_{\text{э. к. ид}} = L_{\text{ад}} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left(\epsilon_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right).$$

Рассмотрим пример применения уравнения сохранения энергии.

Определим температуру, которую показывает экранированный термометр, установленный в потоке воздуха, имеющего температуру T_1 и скорость c_1 (рис. 29). Для этого выделим в потоке элементарную струйку воздуха и проведем через нее два сечения: сечение $1-1$ на достаточном удалении от термометра и сечение 1^*-1^* в непосредственной близости от него.

Скорость воздуха в сечении 1^*-1^* затормаживается до нуля $c_1^* = 0$. Считаем, что теплообмен отсутствует $Q_{\text{вн}} = 0$. Очевидно, наконец, что в процессе торможения воздуха работа не сообщается $L_{\text{э. к}} = 0$. Тогда уравнение сохранения энергии (1) для

рассматриваемой струйки между сечениями $1-1$ и 1^*-1^* примет вид

$$\frac{c_1^2}{2g} + \frac{k}{k-1} RT_1 = \frac{k}{k-1} RT_1^* \quad (3)$$

Отсюда

$$T_1^* = T_1 + \frac{c_1^2}{2g \frac{k}{k-1} R} \approx T_1 + 5 \left(\frac{c_1}{100} \right)^2.$$

T_1^* называют температурой заторможенного воздушного потока или температурой торможения в сечении 1^*-1^* . При сделанном предположении об отсутствии теплообмена эта температура является также температурой торможения в сечении $1-1$. Как видно из уравнения сохранения энергии (3), температура торможения определяет собой полную энергию воздуха в данном сечении.

Из определения температуры торможения как меры полной энергии следует, что если при движении воздуха энергия извне не сообщается, то температура торможения остается постоянной.

Уравнение Бернулли

Вторым основным уравнением, определяющим связь между параметрами воздуха при движении его по компрессору, является уравнение Бернулли.

Это уравнение названо так в честь Даниила Бернулли, члена Российской академии наук, который вывел это уравнение. Для процесса сжатия воздуха в компрессоре оно имеет вид:

$$L_{в.к} = L_{п.к} + L_{г.к} + \frac{c_4^2 - c_1^2}{2g}, \quad (4)$$

где $L_{п.к}$ — работа, затраченная на сжатие 1 кг воздуха в компрессоре; эта работа называется политропической или насосной работой сжатия, физический смысл этой работы мы рассмотрим ниже;

$L_{г.к}$ — работа, затраченная на преодоление гидравлических сопротивлений (работа, затраченная на преодоление сил трения и образование вихрей в воздушном потоке).

Уравнение (4) показывает, что эффективная работа, подведенная к валу колеса компрессора, идет на совершение работы сжатия воздуха, на преодоление всех гидравлических потерь и увеличение кинетической энергии воздуха.

Заметим, что уравнение Бернулли справедливо и для случая теплообмена.

Политропическая работа сжатия, как известно из термодинамики, равна

$$L_{п.к} = \frac{n}{n-1} R(T_4 - T_1) = \frac{n}{n-1} RT_1 \left(\frac{n-1}{\varepsilon_k^n} - 1 \right),$$

линдре, силой P , действующей на поршень. Сила P , действующая на поршень, при весьма малом перемещении поршня, равна произведению давления воздуха p на площадь поршня F (pF), а работа ее есть работа сжатия $pF\Delta S$, где ΔS — перемещение поршня, но $F\Delta S = \Delta v$ — изменение удельного объема воздуха. Следовательно, элементарная работа сжатия воздуха равна произведению $p\Delta v$, что при сжатии воздуха в компрессоре соответствует

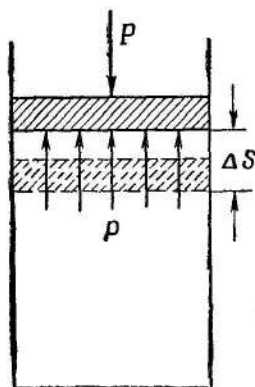


Рис. 31. Сжатие воздуха в цилиндре

элементарной площадке, расположенной под кривой процесса сжатия (см. рис. 30), а вся работа сжатия соответствует в некотором масштабе площади $1, 4, c, d, 1$.

Но в компрессоре же происходит сжатие непрерывного потока воздуха. При этом, кроме работы собственно сжатия, приходится совершать работу по преодолению сил давления воздуха на выходе из компрессора. Можно доказать, что эта работа для 1 кг воздуха равна $p_4 v_4$ и соответствует площади $4, a, o, c, 4$. Зато давление воздуха перед компрессором совершает работу по проталкиванию воздуха через компрессор, равную $p_1 v_1$ — площади $1, b, o, d, 1$.

Таким образом, работа сжатия воздуха в компрессоре равна собственно работе сжатия плюс работа по преодолению сил давления на выходе из компрессора $p_4 v_4$ за вычетом работы, совершенной силами давления воздуха на входе в компрессор.

Тогда политропическая работа сжатия выразится площадью

$$L_{п.к} = \text{площадь } 1, 4, c, d, 1 + \\ + \text{площадь } 4, a, o, c, 4 - \text{площадь } 1, b, o, d, 1.$$

Разность между вторым и третьим членами уравнения называют «работой проталкивания воздуха». Политропическая работа сжатия воздуха складывается, следовательно, из собственно работы сжатия и работы по проталкиванию воздуха через компрессор. Суммирование площадей показывает, что $L_{п.к} = \text{площадь } 1, 4, a, b, 1$, т. е. площадь влево от кривой процесса сжатия.

Подобно этому адиабатическая работа сжатия — работа сжатия идеального компрессора — изображается площадью $1, 4_{ад}, a, b, 1$.

Как видно из диаграммы, $L_{п.к} > L_{ад.к}$.

Таким образом, в действительном компрессоре приходится не только затрачивать работу на преодоление гидравлических потерь (см. уравнение 4), но и сама работа сжатия $L_{п.к}$ из-за влияния гидравлических потерь оказывается большей, чем в идеальном случае $L_{ад.к}$. Это объясняется тем, что работа, затраченная на преодоление гидравлических потерь в действительном процессе сжатия, переходит, как указывалось выше, в тепло, что ведет к дополнительному подогреву воздуха в процессе сжатия. Следовательно,

температура воздуха в любом произвольном сечении компрессора при наличии гидравлических потерь выше, чем в идеальном компрессоре, имеющем ту же степень сжатия.

Так, из выражения $L_{ад.к}$ видно, что даже идеальная, адиабатическая работа сжатия пропорциональна начальной температуре T_1 . Иными словами, горячий воздух труднее сжимать, чем холодный, так как при равных давлениях удельный объем горячего воздуха больше.

Увеличение работы сжатия в каждом элементе компрессора из-за более высокой температуры в действительном процессе сжатия и приводит в целом к увеличению $L_{п.к}$ по сравнению с $L_{ад.к}$.

Эффективный и адиабатический коэффициенты полезного действия центробежного компрессора

Эффективность центробежного компрессора характеризуется эффективным коэффициентом полезного действия. Эффективным к. п. д. называется отношение адиабатической работы сжатия к эффективной работе, т. е.

$$\eta_{э.к} = \frac{L_{ад.к}}{L_{э.к}}.$$

Эффективный к. п. д. показывает, какая доля работы, затраченной на привод компрессора, обращается в полезную работу сжатия. Он учитывает все потери: гидравлические потери, потери, связанные с ростом политропической работы сжатия $L_{п.к}$ по сравнению с идеальной $L_{ад.к}$, а также потери, связанные с увеличением кинетической энергии воздуха в компрессоре $\frac{c_4^2 - c_1^2}{2g}$.

Однако увеличение кинетической энергии воздуха не всегда можно считать потерей, ибо на выходе из компрессора эта энергия может быть использована для увеличения давления. Поэтому, помимо эффективного к. п. д., часто рассматривается адиабатический к. п. д., не учитывающий потерь на увеличение кинетической энергии воздуха, проходящего через компрессор:

$$\eta_{ад.к} = \frac{L_{ад.к}}{L_{э.к} - \frac{c_4^2 - c_1^2}{2g}} = \frac{L_{ад.к}}{L_{п.к} + L_{r.к}}.$$

Адиабатический к. п. д. учитывает только гидравлические потери $L_{r.к}$ и связанное с ним увеличение политропической работы сжатия $L_{п.к}$ по сравнению с адиабатической $L_{ад.к}$ и характеризует, таким образом, совершенство гидравлики проточной части компрессора. Адиабатический к. п. д. центробежных компрессоров ТРД достигает величины 0,75–0,8.

Эффективный к. п. д. компрессора может несколько отличаться от адиабатического в ту или иную сторону в зависимости от соотношения скоростей воздуха c_4 и c_1 . Обычно разница между адиабатическим и эффективным к. п. д. невелика.

тическим и эффективным к. п. д. не превышает $2\div 3\%$. Очевидно, что при $c_4 = c_1$ $\eta_{э.к} = \eta_{ад.к}$.

Изучение закономерностей процесса сжатия воздуха и основных уравнений, характеризующих изменение состояния воздуха при его течении по компрессору, позволяет понять работу отдельных элементов компрессора и особенности работы компрессора в системе ТРД.



*Доцент, кандидат технических наук
инженер-подполковник А. Н. ГОВОРОВ*

ТЕЧЕНИЕ ВОЗДУХА В ЭЛЕМЕНТАХ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ТРД

Работа центробежного компрессора ТРД определяется характером протекания воздуха в элементах компрессора: во входном устройстве, колесе, диффузоре и выходных патрубках. Режим его работы характеризуется числом оборотов колеса и расходом воздуха.

Течение воздуха во входном устройстве компрессора

Входное устройство равномерно распределяет и направляет воздух к колесу компрессора. Неравномерность потока воздуха может приводить к увеличению потерь на входе в колесо и снижению к. п. д. компрессора. Входное устройство должно иметь такую форму, чтобы гидравлические потери были минимальными, так как в начале сжатия они особенно неблагоприятно отражаются на к. п. д. компрессора. Поэтому наиболее распространены осевое и коленообразное входные устройства, обеспечивающие малую величину гидравлических потерь.

Рассмотрим, как входит воздух в каналы компрессора. На рис. 32 показано сечение колеса центробежного компрессора, а на рис. 33 показан треугольник скоростей на входе воздуха в колесо. Лопатки колеса изображены на рисунке в виде ряда профилей. Они вращаются со скоростью u_1 , равной окружной скорости колеса на радиусе, соответствующем сечению, в направлении, указанном стрелкой. При осевом входе воздуха скорость его c_1 , называемая абсолютной скоростью, будет направлена по оси вращения колеса.

На рис. 32 приводятся также обозначения основных размеров колеса.

Разберем, как будет подходить воздух к передним кромкам колеса при их вращении. Для этого построим треугольник скоростей воздуха на входе в колесо (см. рис. 33).

В соответствии с правилами теоретической механики относительная скорость входа воздуха на лопатки колеса w_1 будет равна

геометрической разности абсолютной скорости воздуха и окружной скорости колеса $\bar{w}_1 = \bar{c}_1 - \bar{u}_1$.

Для подтверждения справедливости этого равенства мысленно остановим колесо, а для того, чтобы картина течения воздуха относительно кромок колеса не изменилась, к абсолютной скорости воздуха прибавим скорость, равную окружной скорости колеса, но направленную в сторону, обратную его движению. Таким образом, относительная скорость воздуха на входе в колесо геометрически

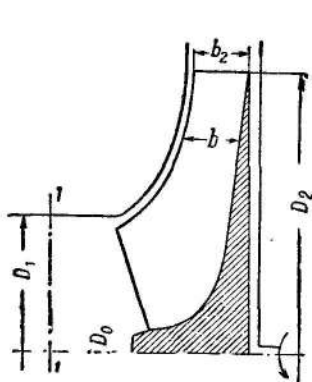


Рис. 32. Сечение колеса центробежного компрессора:

D_0 — диаметр втулки колеса; D_1 — наружный диаметр колеса на входе; D_2 — диаметр колеса на выходе; b — ширина канала колеса на произвольном радиусе; b_2 — ширина колеса на выходе

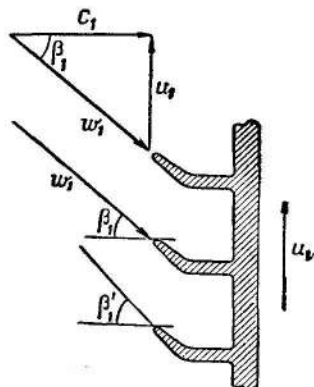


Рис. 33. Треугольник скоростей на входе воздуха в колесо центробежного компрессора

складывается из абсолютной скорости и скорости, равной окружной, но противоположной по направлению $\bar{w}_1 = \bar{c}_1 + (-\bar{u}_1)$. А это равносильно предыдущему равенству.

Как видно из рис. 33, относительная скорость воздуха направлена под некоторым углом β_1 к оси вращения колеса. Чтобы избежать потерь на удар при входе в колесо, передние кромки лопаток загибают примерно до совпадения направления их с направлением относительной скорости воздуха w_1 ($\beta'_1 \approx \beta_1$). Отогнутые передние кромки лопаток образуют вращающийся направляющий аппарат. Часто для облегчения производства колеса направляющий аппарат изготавливают отдельно и соединяют его с колесом.

Так как окружная скорость, составляющая одну из сторон в треугольнике скоростей, изменяется по радиусу, то и углы загиба передних кромок лопаток приходится делать переменными по радиусу. С увеличением радиуса растут окружная скорость колеса и угол β_1 (см. рис. 33). Поэтому и загиб передних кромок лопаток увеличивается (от втулки к периферии входного сечения). Заметим, что относительная скорость воздуха на входе в колесо ме-

няется по радиусу не только по направлению, но и по величине, достигая максимального значения на периферии входного сечения на диаметре D_1 . При существующих окружных скоростях колеса относительная скорость воздуха на периферии $w_{1\text{ макс}}$ становится больше скорости звука.

Во избежание волновых сопротивлений на входе в колесо целесообразно ограничивать величину относительной скорости на входе так, чтобы $w_{1\text{ макс}}$ не превышала скорости звука на входе в колесо

$$M_{1\text{ макс}} = \frac{w_{1\text{ макс}}}{a_1} \approx 0,85 \div 0,9.$$

Здесь $M_{1\text{ макс}}$ число M на периферии входа в колесо — отношение скорости воздуха на входе $w_{1\text{ макс}}$ к скорости звука.

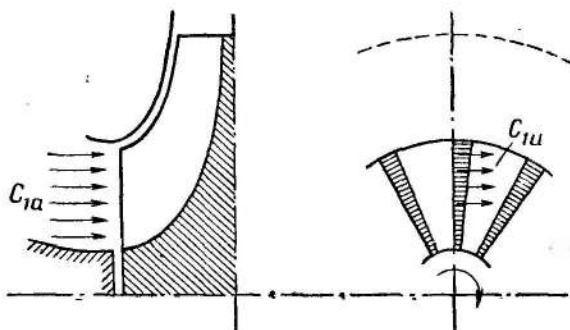


Рис. 34. Составляющие абсолютной скорости воздуха при входе в колесо с закруткой

Для уменьшения относительной скорости перед колесом иногда устанавливают неподвижный направляющий аппарат, который закручивает воздух по направлению вращения колеса. При этом перед входом в колесо компрессора воздух, закрученный в неподвижном направляющем аппарате, движется в виде вихря, имея составляющие скорости c_{1a} по направлению оси колеса и c_{1u} по направлению вращения колеса (рис. 34). Треугольник скоростей для этого случая изображен на рис. 35. Там же пунктиром показана относительная скорость w'_1 (для случая, когда нет закрутки).

Практически воздух закручивают так, чтобы угол α_1 , заключенный между направлением абсолютной скорости воздуха на входе и осью вращения колеса,

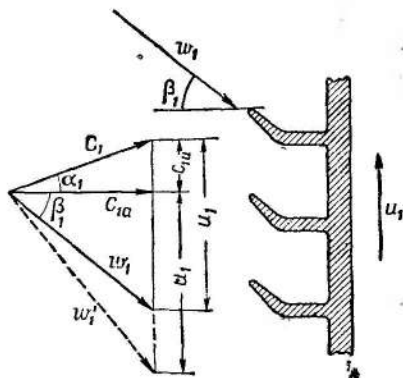


Рис. 35. Треугольник скоростей на входе воздуха в колесо при наличии закрутки

составлял $18-20^\circ$. При этом величина составляющей абсолютной скорости воздуха по направлению вращения колеса c_{1u} составляет обычно $40-50$ м/сек. Эту составляющую часто называют закруткой. Дальнейшее увеличение закрутки неблагоприятно сказывается на величине степени сжатия компрессора.

На рис. 36 представлена схема центробежного компрессора с неподвижным направляющим аппаратом, закручивающим воздух

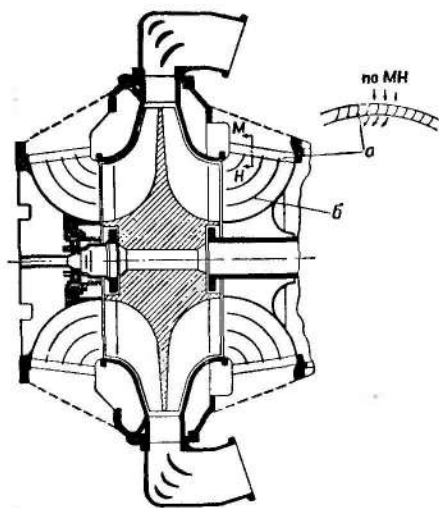


Рис. 36. Схема центробежного компрессора с двусторонним входом:

а — лопатки направляющего аппарата; *б* — направляющие кольца

по направлению вращения колеса. Колесо компрессора имеет двусторонний вход, благодаря чему увеличивается производительность при сохранении радиальных размеров компрессора, что особенно важно для авиационного двигателя.

Воздух, входя в компрессор, проходит через лопатки неподвижного направляющего аппарата *а*, установленные по цилиндрической поверхности кольцевого входа. Наружные кромки лопаток направлены радиально, а внутренние загнуты по направлению вращения колеса, чем обеспечивается закручивание воздуха, проходящего через направляющий аппарат.

Во входных каналах установлены концентрические направляющие кольца *б*, делящие воздушный поток на ряд участ-

ков. Эти кольца обеспечивают равномерное заполнение воздухом входного сечения колеса.

При работе компрессора на месте скорость воздуха во входном устройстве увеличивается от нуля до c_1 , поэтому температура и давление воздуха падают, и на входе в колесо (в сечении $I-I$, см. рис. 32) температура и давление меньше атмосферных.

При скоростях полета c_0 , превышающих скорость воздуха на входе в колесо c_1 , вследствие сжатия от скоростного напора температура и давление воздуха на входе в колесо выше атмосферных. Нужно заметить при этом, что само сжатие (уменьшение скорости воздуха, рост температуры и давления) происходит в струе перед входом, ибо сам вход обычно имеет вид сопла с уменьшающейся по ходу течения воздуха площадью сечения, и во входе воздух всегда несколько расширяется.

Течение воздуха в колесе

Колесо является основным рабочим элементом центробежного компрессора. В колесе воздуху сообщается работа, за счет чего

возрастают его давление и скорость. Одновременно увеличивается и температура воздуха.

Колеса подразделяются на три типа: открытые, закрытые и полузакрытые. На рис. 37 представлены колеса различных типов. Открытое колесо *а* состоит из втулки и прямых радиальных лопаток. Межлопаточный канал с торцов ограничивается стенками корпуса компрессора. При движении воздуха в колесах открытого типа очень велики гидравлические потери, поэтому в настоящее время такие колеса не применяются.

Закрытое колесо *б* состоит из ряда лопаток, ограниченных с торцов задней и передней стенками. Последняя имеет отверстие для входа воздуха. Колеса закрытого типа сложны в изготовлении. Недостаток этих колес состоит в том, что при их применении трудно достигнуть больших окружных скоростей. Компрессоры с закрытыми колесами, дающими минимальные гидравлические потери, имеют более высокий к. п. д.

Широкое распространение в авиации получили колеса полузакрытого типа *в*, состоящие из одной торцевой стенки с выфрезерованными на ней лопатками. Колеса полузакрытого типа просты в изготовлении и обладают достаточной прочностью и жесткостью. По величине гидравлических потерь они занимают промежуточное положение между открытыми и закрытыми колесами.

По форме лопаток различают колеса с радиальными лопатками, с лопатками, загнутыми по направлению вращения (вперед), и с лопатками, загнутыми против направления вращения (назад). В авиационных компрессорах в настоящее время применяются главным образом радиальные лопатки.

Применение лопаток, загнутых в сторону вращения, позволяет увеличить степень сжатия компрессора, так как при равных окружных скоростях колеса с загнутыми вперед лопатками передают воздух большую работу.

Рассмотрим, как движется воздух в межлопаточном канале колеса.

Воздух, попавший в каналы вращающегося колеса, начинает вращаться вместе с ними и под действием центробежных сил отбрасывается к периферии колеса. Давление воздуха при этом растет за счет сжатия воздуха центробежными силами. Вследствие увеличения переносной скорости (окружной скорости колеса) растет и абсолютная скорость воздуха. Одновременное повышение давле-

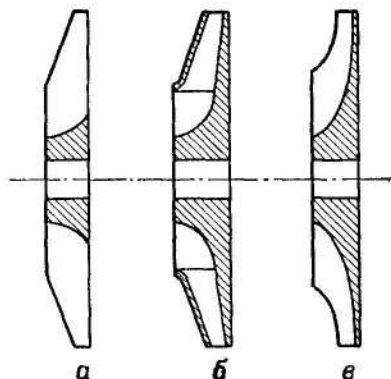


Рис. 37. Различные типы колес центробежного компрессора:

а — открытое; *б* — закрытое; *в* — полузакрытое

ния и скорости воздуха не противоречит уравнению Бернулли, так как в колесе воздуху сообщается энергия извне.

Движение воздуха в колесе складывается из переносного вращательного движения колеса и относительного движения по его каналам. Относительная скорость воздуха в канале колеса оказывается разной по ширине канала на одном и том же радиусе.

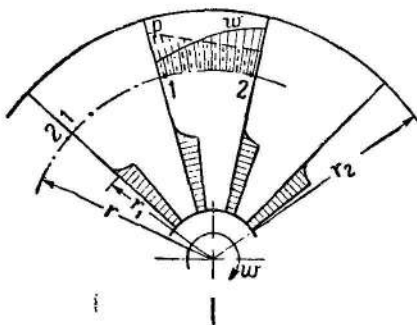


Рис. 38. Эпюры давления и относительной скорости по ширине канала колеса центробежного компрессора

лопатки больше, чем со стороны уходящей. Например, на рис. 38 давление p_1 в точке 1 больше, чем давление p_2 в точке 2, расположенной по другую сторону лопатки на том же радиусе:

$$p_1 > p_2.$$

Но тогда на основании уравнения Бернулли, составленного для потока воздуха в относительном движении, следует, что скорость воздуха w_1 в точке 1 меньше, чем скорость w_2 в точке 2.

На рис. 38 изображены примерные эпюры распределения давления и скоростей по ширине межлопаточного канала на радиусе r .

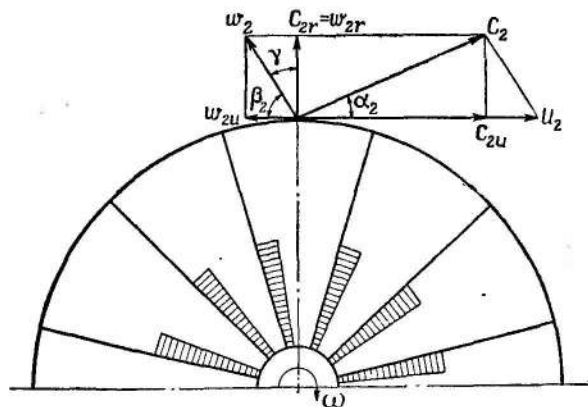


Рис. 39. Треугольник скоростей воздуха на выходе из колеса

Неравномерность относительной скорости воздуха по ширине канала колеса сказывается и на направлении выхода воздуха из колеса. На рис. 39 изображен треугольник скоростей воздуха на выходе из колеса. Абсолютная скорость воздуха на выходе из колеса геометрически складывается из относительной w_2 и переносной — окружной скорости колеса u_2 .

Переносная скорость u_2 направлена по касательной к окружности колеса. Что же касается относительной скорости w_2 , то вследствие неравномерности распределения потока в колесе, вызванной инертностью воздуха, она отклонена от радиального направления на некоторый угол γ в сторону, обратную вращению. Тогда составляющие абсолютной скорости на выходе из колеса по двум взаимно перпендикулярным направлениям — радиальному и касательному к окружности — окажутся равными, т. е.

$$c_{2r} = w_{2r}, \quad c_{2u} = u_2 - w_{2u}$$

Отношение $\frac{c_{2u}}{u_2} = \mu$ называют обычно коэффициентом мощности.

Заметим, что неравномерность потока в колесе тем больше, чем больше угловая скорость колеса ω , среднее же значение скорости воздуха в канале тем больше, чем больше расход воздуха. Поэтому при малом расходе воздуха и большом числе оборотов возможен случай, когда у набегающей стороны лопатки возникает течение воздуха к центру колеса (рис. 40). Такое перетекание воздуха приводит к образованию вихревых полостей в канале и к резкому увеличению гидравлических потерь. Вихревые полости в каналах колеса иногда возникают на нерасчетных режимах работы приводных центробежных нагнетателей. В колесах компрессоров ТРД, имеющих большое число лопаток, такого явления не наблюдается. Академик Б. С. Стечкин показал, что для предотвращения обратных перетеканий при расчете компрессора нужно выбрать величину «расходной» (определяемой расходом воздуха) составляющей скорости на выходе из колеса в пределах

$$c_{2r} \approx c_{1a} = (0,25 \div 0,32) u_2.$$

Определим, какая мощность сообщается воздуху колесом центробежного компрессора. Работа $L_{э.к.}$, сообщаемая в компрессоре 1 кг воздуха, определяется уравнением, названным в честь Леонарда Эйлера, академика Российской академии наук, который вывел это уравнение:

$$L_{э.к.} = \frac{c_{2u}u_2 - c_{1u}u_{ср}}{g} + L_{г.д.} \quad (5)$$

где c_{2u} — окружная составляющая скорости воздуха на выходе из колеса;

u_2 — окружная скорость колеса на выходе;

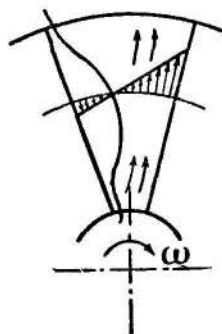


Рис. 40. Обратное течение воздуха в колесе (к центру колеса)

c_{1u} — закрутка воздуха на входе в колесо;

u_{cp} — окружная скорость колеса на входе, на некотором среднем радиусе;

$L_{r.д}$ — работа, затрачиваемая на преодоление трения вращающегося колеса о воздух, находящийся в осевых зазорах между колесом и стенками корпуса компрессора, которую называют работой трения диска.

Очевидно, что мощность, необходимая на привод компрессора, равна

$$N_k = \frac{GL_{э.к}}{75}.$$

Из уравнения (5) видно, почему увеличение закрутки воздуха на входе в колесо приводит к снижению степени сжатия воздуха в компрессоре. При росте закрутки (увеличении c_{1u}) уменьшается работа, сообщаемая воздуху компрессором, а это ведет к снижению степени сжатия.

Работа трения диска выражается обычно через окружную скорость колеса

$$L_{r.д} = \alpha \frac{u_2^2}{g},$$

где α — коэффициент трения диска. Для компрессоров ТРД коэффициент α на расчетном режиме равен 0,03—0,05.

Заменим в уравнении Эйлера c_{2u} на μu_2 . Тогда с учетом работы трения диска уравнение (5) примет вид

$$L_{э.к} = \frac{\mu u_2^2 - c_{1u} u_{cp}}{g} + \alpha \frac{u_2^2}{g}. \quad (6)$$

При осевом входе воздуха в колесо (при отсутствии предварительной закрутки) $c_{1u} = 0$. Тогда

$$L_{э.к} = (\mu + \alpha) \frac{u_2^2}{g}. \quad (7)$$

Коэффициент μ , называемый коэффициентом мощности, или коэффициентом уменьшения энергии, сообщаемой воздуху в колесе, зависит, как показывают теоретические исследования и опыты, главным образом от числа и длины лопаток колеса. Это соответствует физической сущности коэффициента μ , являющегося следствием инертности воздуха, текущего по межлопаточным каналам колеса. С увеличением числа и длины лопаток уменьшается вызванное инертностью отклонение относительной скорости воздуха на выходе из колеса от радиального направления и коэффициент μ возрастает. Наоборот, при малом числе и малой длине лопаток неравномерность потока в канале колеса усиливается и коэффициент μ уменьшается.

Теоретическому и экспериментальному исследованию коэффициента μ посвящено большое количество работ. Для центробежных компрессоров ТРД коэффициент μ находится в пределах 0,85—0,92.

Заметим, что коэффициент μ — величина конструктивная, не зависящая от режима работы компрессора, а коэффициент α мал, поэтому можно с большой точностью считать, что работа $L_{\text{в.к.}}$, сообщаемая воздуху в компрессоре, зависит лишь от оборотов (окружной скорости компрессора) и не зависит от условий полета (высоты и скорости) и от атмосферных условий.

При движении воздуха по компрессору между сечениями 1—1 и 2—2 (см. рис. 26) имеют место гидравлические потери. Их можно разделить на потери при входе в колесо, потери при движении воздуха в колесе и потери на трение диска. При работе компрессора на расчетном режиме потери на входе в колесо относительно невелики. На нерасчетном же режиме они резко возрастают из-за несовпадения направления воздушного потока на входе с направлением передних кромок колеса (так называемые ударные потери). Потери при движении воздуха в колесе вызываются трением воздуха о лопатки и диск колеса, поворотом потока в колесе и диффузорностью канала колеса, т. е. уменьшением относительной скорости воздуха в каналах колеса. Потери на трение диска $L_{r,d}$ рассмотрены нами выше.

Воздух выходит из колеса с абсолютной скоростью c_2 (см. рис. 39), обычно составляющей 92—97% от окружной скорости колеса u_2 . В этом легко убедиться из соотношения

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2r}^2},$$

где

$$c_{2u} = \mu u_2 = (0,85 - 0,92) u_2,$$

$$c_{2r} \approx c_{1u} = (0,25 - 0,32) u_2.$$

Угол α_2 между направлением скорости c_2 и касательной к окружности в данной точке для современных компрессоров равен 14—16°.

Течение воздуха в диффузоре

Воздух, имеющий скорость, близкую к окружной скорости колеса, выходя из колеса компрессора, направляется в диффузор, который служит для преобразования кинетической энергии воздуха в работу сжатия. Движение воздуха в диффузоре подобно движению в расширяющемся канале: скорость уменьшается, а давление увеличивается. Диффузоры подразделяются на два типа: щелевые и лопаточные.

На рис. 41 показана схема компрессора со щелевым диффузором. Щелевой диффузор представляет собой кольцевую щель с параллельными или несколько сужающимися стенками.

Теоретические расчеты и опытные данные показывают, что частички воздуха в щелевом диффузоре движутся по траекториям, близким к логарифмическим спиралям ($m - n$). При этом скорость воздуха уменьшается обратно пропорционально диаметру, так что

скорость на выходе из диффузора $c_3 = c_2 \frac{D_2}{D_3}$, а угол выхода воздушного потока из диффузора (угол между направлением скорости c_3 на выходе из диффузора и касательной к окружности в данной точке) равен углу выхода воздуха из колеса $\alpha_3 = \alpha_2$. Так как диаметр D_3 ограничивается в авиационных компрессорах с целью уменьшения размеров, то в щелевом диффузоре не удается

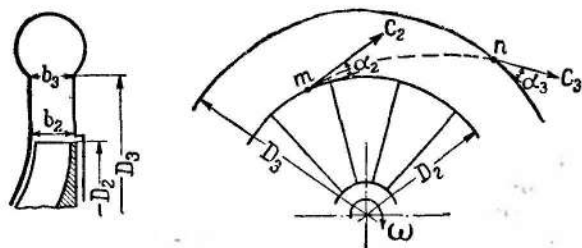


Рис. 41. Схема движения частичек воздуха в компрессоре со щелевым диффузором:

D_2 — внутренний диаметр диффузора; D_3 — наружный диаметр диффузора; b_2 — ширина диффузора на входе; b_3 — ширина диффузора на выходе

в нужной мере уменьшить скорость воздушного потока. Кроме того, при движении воздуха в щелевом диффузоре очень велики потери на трение воздуха о стенки из-за большого пути воздуха в диффузоре. Поэтому в современных центробежных компрессорах диффузоры, как правило, делаются лопаточными.

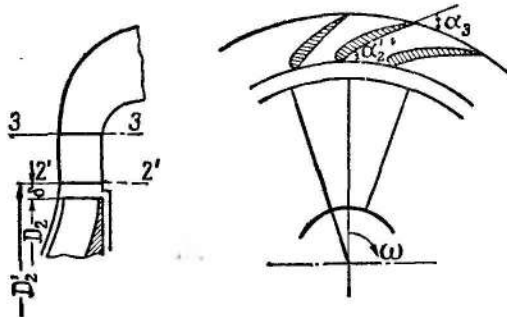


Рис. 42. Схема лопаточного диффузора центробежного компрессора

нения (увеличения площади проходного сечения) лопаточного диффузора при одинаковых наружных и внутренних диаметрах больше, чем у щелевого диффузора. Кроме того, установка лопаток сокращает путь воздуха при его движении по диффузору, что ведет к увеличению коэффициента полезного действия диффузора.

На рис. 42 показан лопаточный диффузор центробежного компрессора. Диффузор представляет собой ряд изогнутых лопаток, установленных на равных расстояниях по окружности. При этом между лопатками образуются криволинейные каналы, уширяющиеся в направлении движения воздуха. Угол α_3 больше угла α_2' , поэтому степень уширения

Внутренний (начальный) диаметр лопаточного диффузора D'_2 почти всегда несколько больше диаметра колеса, так что воздух на выходе из колеса движется вначале по короткому щелевому диффузору, а затем попадает в лопаточную часть. В щелевой части диффузора несколько уменьшается скорость воздушного потока, благодаря чему снижаются волновые сопротивления при входе воздуха на лопатки диффузора. В щелевой части диффузора происходит также некоторое выравнивание воздушного потока, имеющего весьма неравномерный характер на выходе из колеса. Это также благоприятно сказывается на работе лопаточного диффузора.

Величина радиального щелевого зазора в современных компрессорах колеблется в пределах $\delta = 12\text{--}30$ мм, а число лопаток диффузора изменяется от 14 до 36. Во избежание усиления пульсации воздушного потока в диффузоре число лопаток его не рекомендуется брать кратным при близком к числу лопаток колеса.

В центробежных компрессорах воздушно-реактивных двигателей воздух из каналов лопаточного диффузора поступает обычно непосредственно в выходные патрубки, число которых кратно числу лопаток диффузора (в 2 или 3 раза меньше). Лопатки диффузора, разделяющие лоток на выходе из диффузора и переходящие затем в стенки патрубков, отличаются по своей форме от других лопаток.

Течение воздуха в выходных патрубках

Воздух из диффузора поступает в выходной патрубок (рис. 43). Назначение выходного патрубка — собрать и направить выходящий из диффузора воздух к потребителю — в нагнетающие трубы поршневого авиационного двигателя или к камерам сгорания воздушно-реактивного двигателя. Кроме того, в выходном патрубке продолжается процесс сжатия воздуха за счет уменьшения скорости, так как скорость воздуха на выходе из диффузора обычно превышает скорость на выходе из компрессора в сечении 4—4.

Выходные патрубки в нагнетателях поршневых двигателей выполняются в виде сборной улитки. В центробежных компрессорах воздушно-реактивных двигателей сборной улитки нет, и воздух из каналов

лопаточного диффузора поступает непосредственно в выходные патрубки. Выходные патрубки поворачивают воздушный поток и подводят его к камерам сгорания. Кроме того, в выходных патрубках происходит дальнейшее уменьшение скорости воздуха. В месте поворота потока для сокращения гидравлических потерь иногда

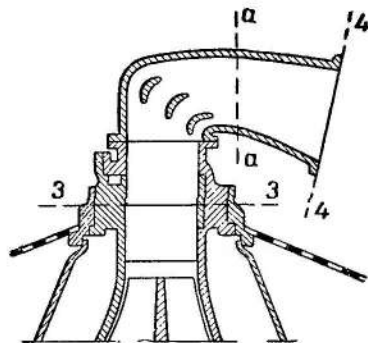


Рис. 43. Выходной патрубок центробежного компрессора

устанавливают лопатки, а уширение выходного патрубка заканчивают до поворота. Однако, чтобы уменьшить габариты компрессора часто приходится поворачивать поток воздуха сразу же после выхода из лопаточного диффузора. В этом случае на участке поворота от сечения $3-3$ до сечения $a-a$ (см. рис. 43) площадь сечения оставляют постоянной или даже несколько уменьшают; уменьшение же скорости до выходной c_4 производят на участке патрубка $a-4$, называемом выходным диффузором.

*Доцент, кандидат технических наук
инженер-подполковник Р. М. ФЕДОРОВ*

УСТРОЙСТВО И РАБОТА ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

В современных турбореактивных двигателях наряду с центробежными широкое распространение получили осевые компрессоры. Применение осевых компрессоров в ТРД объясняется рядом их преимуществ. Коэффициент полезного действия осевых компрессоров выше к. п. д. центробежных. Они могут пропускать через себя в два-три раза больше воздуха при равных лобовых габаритах. В осевых компрессорах степень сжатия воздуха может быть значительно выше, чем в одноступенчатых центробежных компрессорах.

Современная теория осевых компрессоров создана трудами отечественных ученых и прежде всего Н. Е. Жуковского, К. А. Ушакова и Б. С. Стечкина.

Схема и принцип действия ступени осевого компрессора

Современный осевой компрессор воздушно-реактивного двигателя имеет обычно от 6 до 15 ступеней.

Процесс сжатия воздуха в многоступенчатом компрессоре состоит из ряда последовательных процессов сжатия в отдельных ступенях, и поэтому для уяснения принципа действия компрессора достаточно разобрать работу одной ступени. Схема ступени изображена на рис. 44. Основными элементами ступени являются рабочее колесо *А* и спрямляющий аппарат *Б*. Обычно лопатки спрямляющего аппарата располагаются позади рабочего колеса и служат для выпрямления воздушного потока, закрученного рабочим колесом. Но в некоторых случаях, описанных ниже, неподвижные лопатки устанавливаются также и перед рабочим колесом и используются для создания предварительной закрутки воздуха, поступающего в колесо, т. е. образуют направляющий аппарат. В дальнейшем условимся обозначать сечение канала ступени перед рабочим колесом цифрами *1—1*, сечение за рабочим колесом *2—2* и сечение за спрямляющим аппаратом *3—3*. Кроме того, будем различать внутренний диаметр рабочего колеса (диаметр втулки) *D*₁ и наружный диаметр *D*₂.

Отношение $\nu = \frac{D_1}{D_2}$ называется относительным диаметром втулки ступени. Для компрессоров ВРД характерна сравнительно малая высота лопаток и, следовательно, высокие значения ν (порядка $0,65 \div 0,75$ для средних ступеней). Это вызывается тем, что уменьшение ν приводит обычно к уменьшению окружной скорости

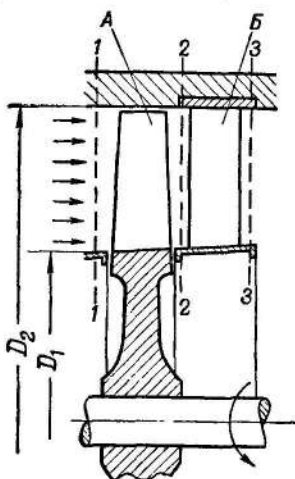


Рис. 44. Схема ступени осевого компрессора:
А — рабочее колесо; Б — спрямляющий аппарат

колеса у втулки и вместе с тем к снижению напора, развиваемого ступенью. Однако на первых ступенях для увеличения расхода воздуха через двигатель обычно применяются значительно более длинные лопатки. При этом относительный диаметр втулки снижается до $0,6 \div 0,5$ и даже более. Лопатки каждой последующей ступени имеют меньшую высоту, чем предыдущие, в соответствии с возрастанием плотности воздуха по мере сжатия его в отдельных ступенях.

Рассмотрим течение воздуха через ступень. Для этого посредине высоты лопаток мысленно проведем цилиндрическое сечение и развернем его на плоскость (рис. 45).

Обозначим абсолютную скорость воздуха на входе в рабочее колесо через c_1 . Проекция ее на осевое направление — осевая составляющая c_{1a} — определяет

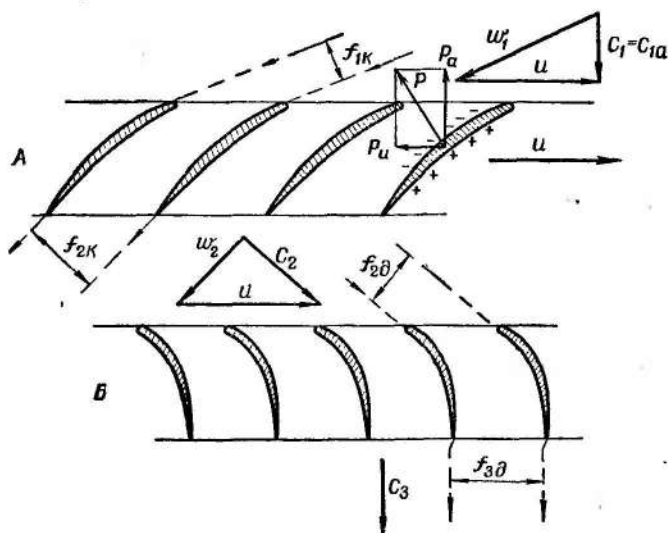


Рис. 45. Треугольники скоростей воздуха в ступени с осевым входом:

А — рабочее колесо; Б — спрямляющий аппарат

расход воздуха через ступень. На первой ступени, пропускающей наибольший объем воздуха, при максимальном числе оборотов двигателя c_{1a} доходит до 160—180 м/сек и более. По мере движения воздуха по компрессору осевая составляющая скорости уменьшается и в последней ступени она составляет 100—140 м/сек. Объясняется это тем, что расположенная за компрессором камера сгорания может работать устойчиво только при сравнительно небольших скоростях воздуха. Кроме того, уменьшение c_{1a} позволяет избежать постановки слишком коротких лопаток на последних ступенях.

Рассмотрим работу ступени с осевым входом воздуха, когда направление абсолютной скорости воздуха перед колесом параллельно оси вращения колеса (как показано на рис. 45) и $c_1 = c_{1a}$.

Вследствие вращения лопаток рабочего колеса скорость воздуха относительно этих лопаток w_1 не совпадает с абсолютной скоростью c_1 и определяется по правилу сложения скоростей, как геометрическая разность абсолютной скорости c_1 и окружной скорости вращения колеса u . Величина относительной скорости w_1 на среднем радиусе обычно не превосходит 0,7—0,8 от скорости звука перед колесом.

Обтекая искривленные лопатки рабочего колеса, образующие так называемую решетку профилей, воздух изменит свое направление и выйдет из колеса с относительной скоростью w_2 . Поворот потока воздуха при его относительном движении через колесо, как видно из рис. 45, приводит к уменьшению скорости w_2 по сравнению с w_1 , ибо он сопровождается увеличением поперечного сечения каждой струйки воздуха, прошедшей через канал между двумя соседними лопатками ($f_{2к} > f_{1к}$). Вследствие уменьшения относительной скорости давление воздуха в рабочем колесе возрастает.

В то же время при повороте потока воздуха в рабочем колесе на вогнутой стороне лопаток, обращенной навстречу потоку, возникает повышенное давление, а на спинке — разрежение, как показано условно на рис. 45 знаками $+$ и $-$. В результате этого на каждой лопатке возникает разность давлений, приводящая к появлению аэродинамической силы P , которую можно разложить на составляющую P_w , направленную вдоль оси вращения колеса, и составляющую P_u , направленную перпендикулярно ей. Сила P_w называется осевой составляющей, воспринимается упорным подшипником компрессора. Сила P_u действует против направления вращения колеса, и на ее преодоление при вращении колеса ежесекундно затрачивается работа, равная произведению этой силы на окружную скорость $P_u u$ [кгм/сек].

Величина силы P_u может быть подсчитана по картине распределения сил давления (и трения) по поверхности лопаток рабочего колеса. На практике определение P_u производится обычно более простым путем по изменению окружной составляющей скорости воздуха в колесе. На основании известной теоремы механики об изменении количества движения, величина этой силы равна секунд-

Ному изменению количества движения (в направлении вращения колеса) проходящего через колесо воздуха

$$P_u = m_{\text{сек}} \Delta w_u$$

где $m_{\text{сек}}$ — масса воздуха, проходящего через колесо компрессора в одну секунду;
 $\Delta w_u = w_{1u} - w_{2u}$ — изменение окружной составляющей скорости воздуха в колесе, причем w_{1u} и w_{2u} — проекции скоростей w_1 и w_2 на направление вращения колеса (горизонтальные проекции см. рис. 45 и 46).

Отсюда следует, что работа, затрачиваемая при вращении колеса ступени на преодоление силы P_u , составляет

$$m_{\text{сек}} u \Delta w_u \text{ [кгм/сек]}$$

или в пересчете на 1 кг воздуха

$$L_{\text{э.ст}} = \frac{1}{g} u \Delta w_u \text{ [кгм/кг]}, \quad (8)$$

так как масса 1 кг воздуха равна $\frac{1}{g}$, где $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ — ускорение силы тяжести.

При точном рассмотрении нужно считать, что работа, затрачиваемая на валу ступени, будет несколько больше, так как формула (8) не учитывает трения диска колеса ступени о воздух. Но обычно работа трения диска в осевом компрессоре оказывается настолько незначительной, что ею пренебрегают.

Работа $L_{\text{э.ст}}$ передается колесом воздуху и идет на увеличение его энергии. В результате этого не только давление, но и абсолютная скорость воздуха за колесом c_2 оказывается больше, чем перед колесом (см. рис. 45). Величина скорости c_2 определяется как геометрическая сумма относительной скорости w_2 и окружной скорости колеса u . Вследствие поворота потока в колесе скорость c_2 оказывается отклоненной в сторону вращения колеса (воздух в рабочем колесе получает закрутку). С этой скоростью воздух входит на лопатки спрямляющего аппарата ступени, которые отклоняют поток в обратную сторону. Абсолютная скорость воздуха на выходе из спрямляющего аппарата c_3 направлена параллельно оси вращения колеса и вследствие увеличения плотности воздуха в ступени будет меньше c_1 . Но разность между c_3 и c_1 обычно невелика, ибо увеличение плотности воздуха в каждой ступени в значительной мере компенсируется уменьшением высоты лопаток.

Поворот потока воздуха в спрямляющем аппарате приводит к увеличению поперечного сечения струи воздуха, прошедшей через канал между соседними лопатками ($f_{3a} > f_{2a}$). Следовательно, абсолютная скорость воздуха в спрямляющем аппарате будет падать, а давление повышаться.

Таким образом, течение воздуха через рабочее колесо и спрямляющий аппарат ступени может рассматриваться как поток через

систему криволинейных диффузоров и должно сопровождаться уменьшением относительной скорости воздуха в рабочем колесе, уменьшением абсолютной скорости в спрямляющем аппарате и увеличением давления в обоих случаях.

Следовательно, в процессе сжатия воздуха принимают участие как рабочее колесо, так и спрямляющий аппарат ступени. Однако распределение работы сжатия воздуха между колесом и спрямляющим аппаратом (диффузором) может быть различным в зависимости от схемы ступени. Распределение работы сжатия воздуха между элементами ступени принято оценивать так называемой «степени реактивности», равной отношению адиабатической работы сжатия воздуха в рабочем колесе к адиабатической работе всей ступени. В рассматриваемой схеме с осевым входом воздуха около 75% всей работы сжатия обычно производится в рабочем колесе и только около 25% — в диффузоре, т. е. степень реактивности ступени равна $\approx 0,75$. Возможны схемы ступени с иным распределением работы сжатия между ее элементами.

Основные параметры ступени осевого компрессора

Треугольники скоростей в сечениях перед рабочим колесом и перед спрямляющим аппаратом обычно совмещают на одном чертеже, который называется треугольником скоростей ступени. На рис. 46 приведен треугольник скоростей для разобранный нами схемы ступени с осевым входом воздуха.

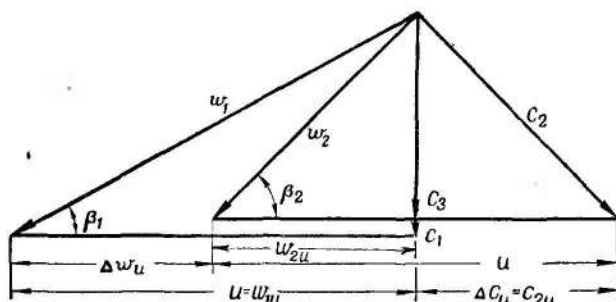


Рис. 46. Треугольник скоростей ступени с осевым входом воздуха

Одной из основных величин, определяющих степень сжатия воздуха в ступени, является окружная скорость u колеса. В авиационных компрессорах окружная скорость на внешнем диаметре колеса достигает до $300 \div 350$ м/сек и более (указанные значения u , равно как и другие цифровые величины, приведенные в этой статье, относятся к максимальному режиму работы двигателя).

Изменение направления скорости воздуха в рабочем колесе вызывает, как следует из рис. 46, изменение окружной составляющей относительной скорости воздуха в рабочем колесе $\Delta w_u = w_{1u} - w_{2u}$

и равное ему изменение окружной составляющей абсолютной скорости $\Delta c_u = c_{2u}$. Величина $\Delta w_u = \Delta c_u$ носит название закрутки воздуха в рабочем колесе, а ее отношение к окружной скорости колеса

$$\mu = \frac{\Delta w_u}{u} = \frac{\Delta c_u}{u}$$

называется коэффициентом закрутки.

Коэффициент закрутки в значительной степени определяет мощность (работу), потребляемую одной ступенью компрессора. Мощность, потребная на вращение колеса ступени, как и в случае центробежного компрессора, определяется произведением расхода воздуха G на эффективную работу, затрачиваемую на вращение колеса $L_{э.ст.}$:

$$N_{ст} = \frac{GL_{э.ст.}}{75} [\text{л. с.}]. \quad (9)$$

При этом величина $L_{э.ст.}$ может быть подсчитана по формуле

$$L_{э.ст.} = \frac{u \Delta w_u}{g} = \frac{u \Delta c_u}{g},$$

из которой видно, что работа, затрачиваемая на вращение колеса ступени, пропорциональна окружной скорости и закрутке воздуха в колесе.

Используя выражение для коэффициента закрутки, это уравнение можно написать также в виде

$$L_{э.ст.} = \mu \frac{u^2}{g},$$

откуда следует, что при данной окружной скорости работа вращения колеса пропорциональна коэффициенту закрутки. Обычно на среднем радиусе колеса коэффициент закрутки равен $\mu = 0,4 \div 0,6$.

На рис. 47 показана диаграмма процесса сжатия воздуха в ступени осевого компрессора в координатах $p-v$. Линия $1-3'$ изображает адиабатический процесс сжатия воздуха в ступени. Действительный процесс сжатия (линия $1-3$) из-за подогрева воздуха при обтекании лопаток, за счет трения и других гидравлических потерь протекает с несколько меньшим сокращением объема, чем адиабатический процесс.

Отношение давления за ступенью к давлению перед колесом $\epsilon_{ст.} = \frac{p_3}{p_1}$ называется степенью сжатия воздуха в ступени, а заштрихованная площадь на диаграмме, лежащая слева от кривой $1-3'$, изображает адиабатическую работу сжатия воздуха в ступени $L_{ад.ст.}$.

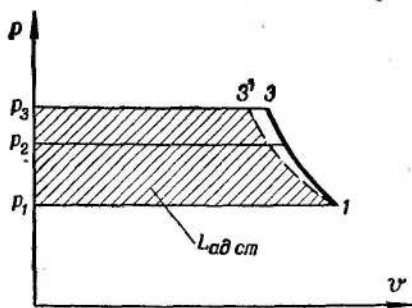


Рис. 47. Диаграмма процесса сжатия воздуха в ступени осевого компрессора в координатах $p-v$

Степень сжатия воздуха в ступени осевого компрессора значительно меньше, чем в центробежном компрессоре, и редко превышает 1,3—1,35. Соответственно, адиабатическая работа сжатия воздуха, которую обеспечивает одна ступень, составляет около 2500—3000 кдж/кг. Действительная (политропическая) работа сжатия воздуха в ступени $L_{п.ст}$ несколько больше, чем $L_{ад.ст}$, и численно равна площади, лежащей на диаграмме (см. рис. 47) слева от линии 1—3.

Для течения воздуха через ступень может быть написано уравнение Бернулли с учетом внешней механической работы, которое было подробно рассмотрено ранее (см. стр. 42—43)

$$L_{э.ст} = L_{п.ст} + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2g} + L_{г.ст} \quad (10)$$

где $L_{г.ст}$ — работа, затраченная на преодоление гидравлических сопротивлений.

Уравнение Бернулли показывает, что работа, затрачиваемая на вращение колеса ступени, идет на совершение работы сжатия воздуха, на изменение кинетической энергии воздуха и преодоление гидравлических потерь.

Отношение адиабатической работы сжатия воздуха в ступени к сумме политропической работы сжатия и работы трения называется, как и для центробежного компрессора, адиабатическим коэффициентом полезного действия ступени

$$\eta_{ст} = \frac{L_{ад.ст}}{L_{п.ст} + L_{г.ст}} \quad (11)$$

Изменение кинетической энергии воздуха в ступени обычно невелико. Поэтому сумма работы сжатия воздуха $L_{п.ст}$ и работы трения $L_{г.ст}$ в ступени осевого компрессора, как следует из уравнения Бернулли, незначительно отличается от работы вращения колеса $L_{э.ст}$.

Течение воздуха через ступень осевого компрессора происходит без резких поворотов потока, лопаткам колеса и спрямляющего аппарата придается обтекаемый аэродинамический профиль, поэтому к. п. д. ступени достигает высоких значений $\eta_{ст} = 0,87 \div 0,9$.

Изменение параметров воздушного потока по высоте лопатки

Лопатка рабочего колеса современного осевого компрессора имеет довольно сложную форму: в тех или других сечениях ее профиль имеет различную кривизну и толщину и установлен под разными углами к плоскости вращения колеса. Такое изменение формы лопатки от сечения к сечению вызывается изменением формы треугольников скоростей и параметров воздушного потока вдоль радиуса.

Конструктор при проектировании ступени осевого компрессора обычно исходит из необходимости сообщения воздуху на каждом радиусе одной и той же энергии $L_{э.ст}$. В противном случае

струи воздуха, имевшие перед ступенью на всех радиусах одинаковые давление и скорость, будут иметь за ступенью различную скорость (при одном и том же давлении) или же различное давление (при одинаковой скорости), что неизбежно приведет к их усиленному перемешиванию и увеличению гидравлических потерь.

Из рассмотренного выше уравнения Эйлера для ступени (5) следует, что для сообщения воздуху одинаковой энергии на всех радиусах необходимо изменять закрутку воздуха в колесе от одного радиуса к другому так, чтобы произведение $u\Delta C_u$ оставалось постоянным. Следовательно, если обозначить окружную скорость и закрутку воздуха в колесе у основания лопаток (на радиусе $r_1 = \frac{D_1}{2}$) через u_1 и ΔC_{u_1} , то для любого другого радиуса

$$\Delta C_u = \Delta C_{u_1} \frac{u_1}{u} = \Delta C_{u_1} \frac{r_1}{r}. \quad (12)$$

Таким образом, закрутка воздуха в колесе должна изменяться обратно пропорционально радиусу.

Дополнительным условием, определяющим изменение параметров воздуха и треугольников скоростей по радиусу, является радиальное равновесие потока воздуха между рабочим колесом и спрямляющим аппаратом.

На необходимость учитывать радиальное равновесие потока при проектировании воздушного винта и осевого вентилятора впервые указали Н. Е. Жуковский и его ученик В. П. Ветчинкин еще в 1913 г.

Окружные составляющие скорости воздуха за рабочим колесом вызывают центробежные силы, стремящиеся отбросить поток воздуха к периферии ступени. Течение воздуха кольцевыми слоями, параллельными оси вращения ступени, возможно поэтому лишь благодаря закономерному возрастанию давления воздуха за колесом от основания лопатки к ее концу. Разность давлений уравновешивает центробежные силы. Но при этом абсолютная скорость воздуха за колесом, в соответствии с уравнением Бернулли, с увеличением радиуса должна уменьшаться.

Каждому закону распределения окружных составляющих скорости воздуха соответствует определенный закон изменения давления (и абсолютной скорости c_2) по высоте лопатки, при котором течение воздуха сохраняет указанный характер. При этом изменение скорости по радиусу может происходить как за счет изменения окружной ее составляющей c_{2u} , так и за счет изменения осевой составляющей c_{2a} .

При осевом входе воздуха в рабочее колесо ($c_{1u} = 0$) закрутка равна $\Delta C_u = c_{2u}$ (см. рис. 46). Следовательно, окружная составляющая абсолютной скорости воздуха за колесом c_{2u} будет изменяться по радиусу так же, как и сама закрутка, т. е. обратно пропорционально радиусу:

$$c_{2u} = c_{2u_1} \frac{r_1}{r},$$

где c_{2u_1} — окружная составляющая скорости у основания лопаток. Закон изменения окружной составляющей скорости обратно пропорционально радиусу часто встречается в природе и в технике и носит название «закона свободного вихря». Этот закон можно наблюдать при вытекании жидкости через отверстие на дне сосуда или при возникновении воздушных вихрей на пыльных дорогах и т. д.

Исследования показывают, что при изменении окружной составляющей скорости воздуха в ступени осевого компрессора по закону свободного вихря необходимое возрастание давления воздуха по радиусу обеспечивается только за счет изменения c_{2u} , а осевая составляющая скорости c_{2a} остается по радиусу постоянной.

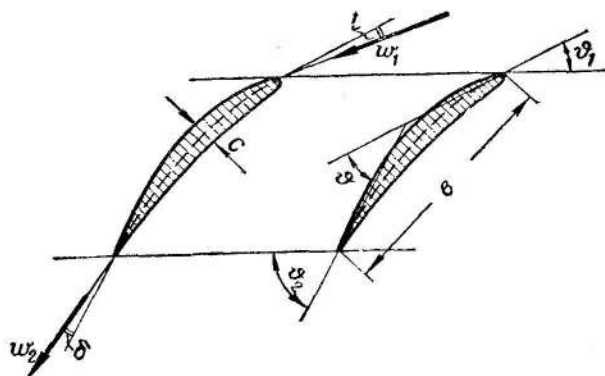


Рис. 48. Форма поперечного сечения лопатки рабочего колеса

Изменение окружной скорости вращения колеса, окружной и осевой составляющих скорости воздуха по радиусу вызывает соответствующее изменение треугольников скоростей и формы сечения лопатки.

Форма поперечного сечения лопатки рабочего колеса, как показано на рис. 48, определяется в основном кривизной средней линии профиля θ относительной толщиной $\bar{c} = \frac{c}{b}$ и углом установки профиля в колесе. Этот угол должен быть таким, чтобы направление касательной к средней линии у носика профиля примерно совпадало с направлением относительной скорости воздуха на входе в колесо w_1 (угол i обычно составляет от -5° до $+5^\circ$). Скорость w_2 всегда направлена под меньшим углом, чем касательная к средней линии у задней кромки профиля (угол δ составляет $4-8^\circ$). Подобным же образом выполняется и профиль лопатки спрямляющего аппарата.

Если построить треугольники скоростей для корневого, среднего и периферийного сечений ступени и начертить соответствующую форму профиля лопатки рабочего колеса и лопатки спрямляющего

аппарата в каждом сечении, как это сделано на рис. 49, то окажется, что по мере перехода от периферийного сечения ступени к корневому угол поворота потока в колесе и соответственно кривизна профиля непрерывно возрастают. В то же время относительная скорость воздуха на входе в колесо w_1 с уменьшением радиуса значительно уменьшается. Снижение относительной скорости w_1 , а следовательно, и числа M на входе в колесо позволяет применять в корневых сечениях лопаток рабочего колеса более толстые

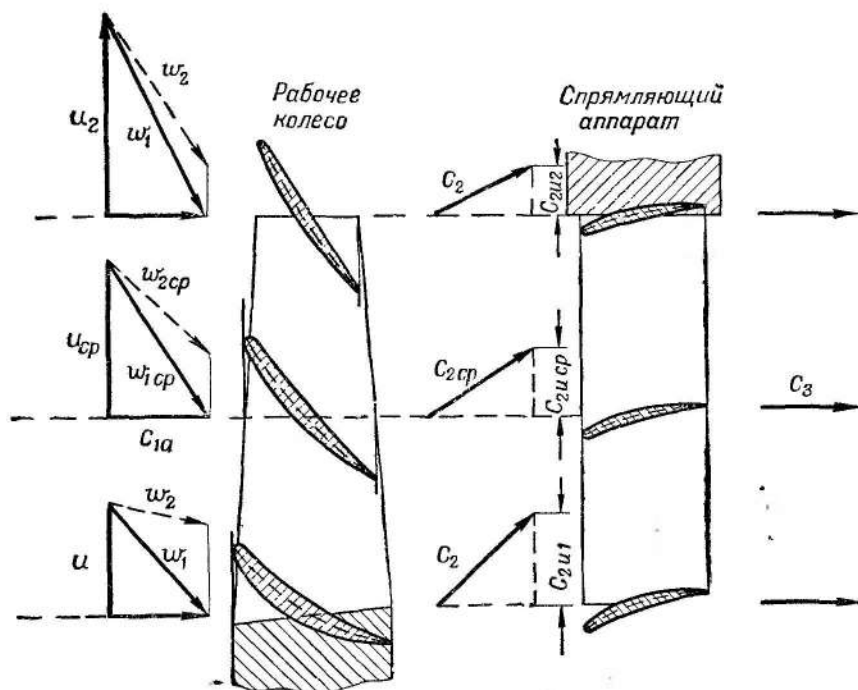


Рис. 49. Треугольники скоростей и формы сечений лопаток рабочего колеса и спрямляющего аппарата ступени на разных радиусах

профили, чем на периферии, что выгодно с точки зрения прочности лопаток.

Интересно отметить, что в ступени с лопатками, форма сечений которых показана на рис. 49, распределение работы сжатия воздуха между колесом и спрямляющим аппаратом не остается вдоль радиуса неизменным. На периферии давление за колесом, а следовательно, и доля общего повышения давления, приходящаяся на рабочее колесо, значительно больше, чем у корня. Иными словами, степень реактивности в такой ступени возрастает вдоль радиуса от основания лопатки к ее концу.

Ступень колеса с предварительной закруткой воздуха

Помимо рассмотренной схемы ступени с осевым входом воздуха в рабочее колесо, в осевых компрессорах часто применяются ступени, в которых воздух предварительно, до его поступления в рабочее колесо, закручивается по направлению или против направления вращения колеса.

В авиационных компрессорах предварительная закрутка почти всегда совпадает с направлением вращения, что позволяет значительно увеличить степень сжатия воздуха в одной ступени компрессора. Из определения к. п. д. ступени следует, что адиабатическая работа сжатия воздуха в ступени пропорциональна эффективной работе вращения колеса ступени и адиабатическому к. п. д.

$$L_{ад. ст} \approx L_{в. ст} \eta_{ст} = \frac{u \Delta c_u}{g} \eta_{ст}$$

Отсюда можно сделать заключение о том, что для повышения адиабатической работы сжатия воздуха в ступени необходимо увеличивать закрутку воздуха в колесе Δc_u или повышать окружную скорость колеса u (к. п. д. ступени уже достигает весьма высоких значений и дальнейшее его улучшение не может дать существенного увеличения $L_{ад. ст}$). Но увеличение закрутки воздуха в колесе, как следует из треугольника скоростей (см. рис. 46), связано с необходимостью увеличивать угол поворота потока в колесе $\epsilon^\circ = \beta_2 - \beta_1$. Практика же показывает, что увеличение угла ϵ° сверх $30 \div 40^\circ$ приводит к срыву потока с выпуклой поверхности лопаток, причем к. п. д. ступени резко падает. Поэтому угол поворота потока в корневом сечении лопатки (где он оказывается наибольшим, см. рис. 49) делается не больше $30-40^\circ$.

Окружная скорость u на внешнем диаметре колеса при отсутствии предварительной закрутки ограничивается значением $280 \div 300$ м/сек. При этом относительная скорость воздуха на входе в рабочее колесо $w_1 = \sqrt{u^2 + c_{1a}^2}$ уже оказывается очень близка к скорости звука и дальнейшее увеличение u приводит к резкому возрастанию потерь, связанных с образованием скачков уплотнения в рабочем колесе.

Применение предварительной закрутки воздуха перед колесом позволяет увеличить окружную скорость, сохранив прежнее значение закрутки Δw_u и к. п. д. ступени.

На рис. 50 приведена схема ступени с предварительной закруткой воздуха в сторону вращения колеса. В такой ступени перед рабочим колесом B устанавливается неподвижная решетка профилей A (направляющий аппарат), отклоняющая поток воздуха в сторону вращения. Абсолютная скорость воздуха на выходе из направляющего аппарата (на входе в колесо) имеет при этом две составляющие: осевую c_{1a} и окружную c_{1u} . В результате этого прежнее значение относительно скорости w_1 достигается уже при большей окружной скорости, что наглядно показано на рис. 51, где

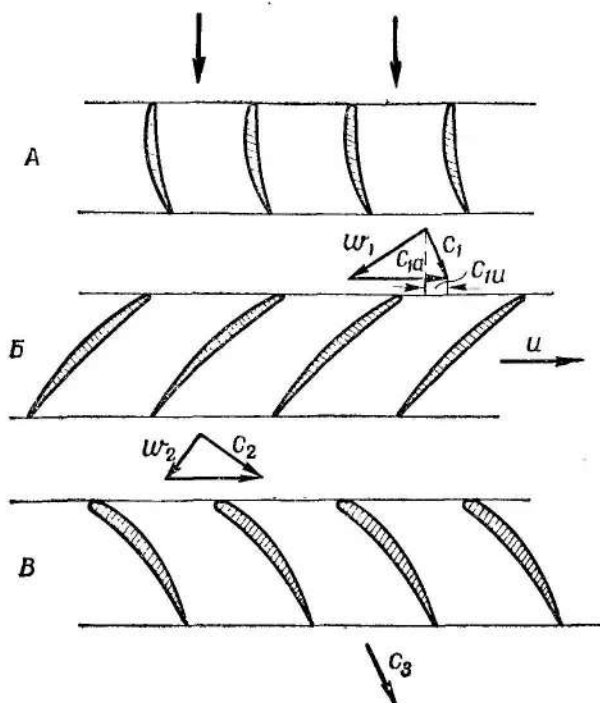


Рис. 50. Схема ступени с предварительной закруткой воздуха в направлении вращения колеса:

А — направляющий аппарат; Б — рабочее колесо; В — спрямляющий аппарат

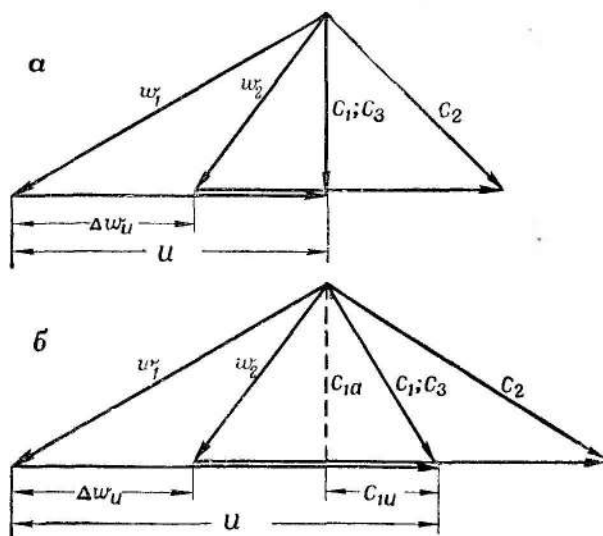


Рис. 51. Треугольники скоростей воздуха в ступенях различных схем:

а — ступень с осевым вводом; б — ступень с предварительной закруткой воздуха в сторону вращения колеса

построены треугольники скоростей для ступени с осевым входом воздуха a и с предварительной закруткой b .

Увеличение окружной скорости (при сохранении прежней относительной скорости w_1 и прежней закрутки воздуха в колесе Δw_u) позволяет значительно увеличить степень сжатия воздуха в ступени по сравнению со степенью сжатия, достигаемой в ступени с осевым входом. При этом степень сжатия воздуха в рабочем колесе остается примерно такой же, как и в схеме с осевым входом воздуха, ибо сжатие воздуха в колесе происходит за счет уменьшения кинетической энергии воздуха в относительном движении $\left(\frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}\right)$, а скорости w_1 и w_2 в обеих схемах могут иметь одинаковые значения.

Таким образом, увеличение степени сжатия воздуха в ступени с предварительной закруткой по направлению вращения достигается за счет увеличения степени сжатия (адиабатической работы) в спрямляющем аппарате. Поэтому в такой схеме доля участия спрямляющего аппарата в общей работе сжатия повышается и может доходить до 50% и даже более.

Величина предварительной закрутки воздуха перед колесом c_u вдоль радиуса не остается постоянной. Наибольшая предварительная закрутка необходима на внешнем диаметре колеса, где окружная скорость лопаток имеет наибольшее значение. У основания лопаток окружная скорость имеет наименьшее значение и поэтому здесь можно ограничиться значительно меньшей предварительной закруткой или даже вовсе обойтись без нее. Поэтому конструктор авиационного осевого компрессора за счет соответствующего изгиба лопаток направляющего аппарата обычно обеспечивает постепенное уменьшение предварительной закрутки воздуха от периферии лопатки к ее основанию.

Расчеты показывают, что в этом случае осевая составляющая скорости воздуха перед и за колесом уже не остается постоянной, а постепенно увеличивается от периферии к основанию лопаток. Расчеты показывают также, что при этом распределение работы сжатия воздуха между колесом и спрямляющим аппаратом на всех радиусах остается почти одним и тем же. Поэтому в технической литературе такая ступень часто называется ступенью с постоянной степенью реактивности.

В многоступенчатом осевом компрессоре нет необходимости устанавливать направляющий аппарат A перед каждой ступенью. Его роль с успехом может выполнять спрямляющий аппарат предыдущей ступени, который должен в этом случае поворачивать поток воздуха, вышедший из колеса, не до осевого направления, а на меньший угол, чтобы сохранить необходимую закрутку воздуха перед рабочим колесом следующей ступени. При этом предварительная закрутка воздуха для последующей ступени может быть меньшей, чем для предыдущей, поскольку за счет подогрева воздуха в ступени и соответствующего увеличения скорости звука

уменьшается опасность появления волновых потерь. Поэтому в одном и том же компрессоре могут встретиться ступени, имеющие различную по величине и даже по направлению предварительную закрутку воздуха перед рабочим колесом.

Многоступенчатые осевые компрессоры

Степень сжатия воздуха, получаемая в одной ступени осевого компрессора (до 1,2—1,35), совершенно недостаточна для современного ВРД. Поэтому в ВРД применяются лишь многоступенчатые компрессоры, в которых необходимая степень сжатия достигается за счет последовательного повышения давления в стоящих друг за другом ступенях.

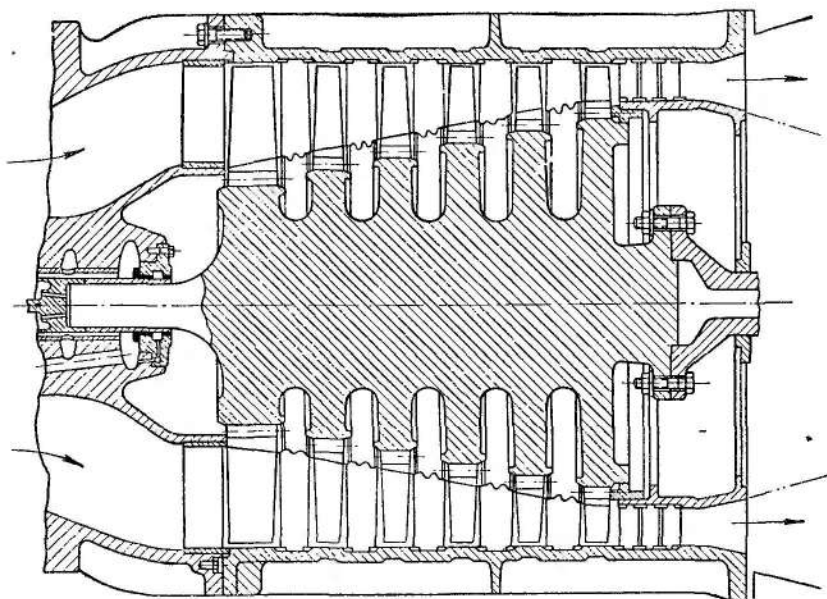


Рис. 52. Схема многоступенчатого осевого компрессора с уменьшением высоты лопаток за счет увеличения внутреннего диаметра ступеней

Лопатки рабочих колес всех ступеней обычно монтируются на одном общем барабане или на отдельных дисках, которые соединяются затем вместе, например, с помощью общего вала или иным способом. Дисковая конструкция сложнее в производстве, но позволяет получать более высокие скорости на окружности рабочих колес, что выгодно сказывается на напорности компрессора.

Необходимое уменьшение высоты лопаток от первой ступени к последней может быть достигнуто за счет увеличения внутреннего диаметра ступеней, как показано на рис. 52, или за счет уменьшения внешнего диаметра (рис. 53).

Последняя схема часто применяется при барабанной конструкции ротора компрессора. Однако снижение окружной скорости, связанное с уменьшением внешнего диаметра рабочих колес, вызывает в этом случае значительное снижение напорности последних ступеней компрессора по сравнению с первой схемой. На воздушно-реактивных двигателях применяются обе указанные схемы проточной части компрессора.

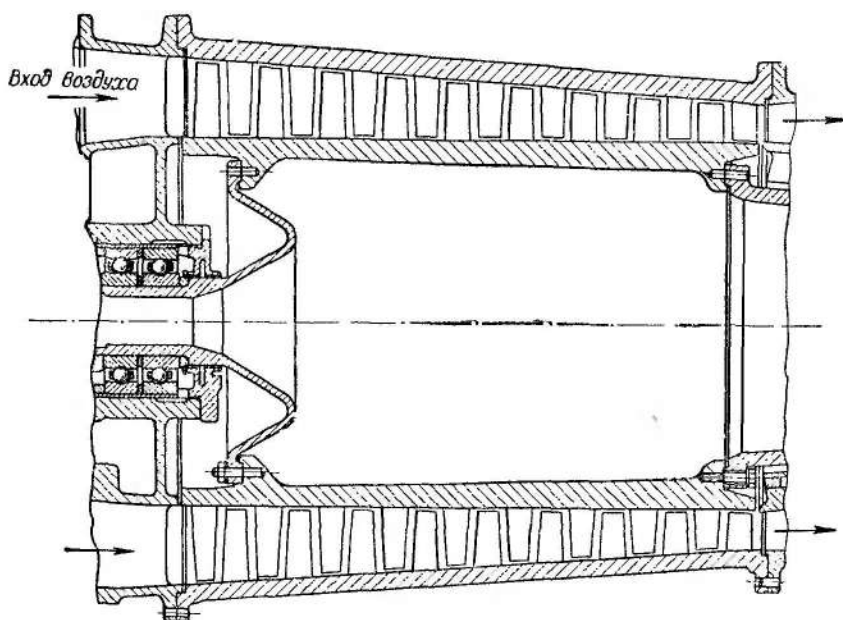


Рис. 53. Схема многоступенчатого осевого компрессора, имеющего уменьшение высоты лопаток за счет уменьшения внешнего диаметра ступеней

Многоступенчатая конструкция позволяет резко увеличить степень сжатия воздуха в осевом компрессоре, так как общая степень сжатия воздуха компрессора равна произведению степеней сжатия отдельных его ступеней. Так, например, если компрессор имеет 8 ступеней и если степень сжатия каждой ступени составляет (в среднем) $\epsilon_{ст} = 1,25$, то общая степень сжатия будет равна $\epsilon_k = 1,25^8 = 5,96$.

Эффективность многоступенчатого осевого компрессора, так же как и центробежного, характеризуется значениями адиабатического и эффективного к. п. д.

Адиабатическим к. п. д. компрессора называется отношение адиабатической работы сжатия воздуха в компрессоре $L_{ад.к}$ к сумме действительной работы сжатия воздуха $L_{п.к}$ и работы трения $L_{г.к}$

$$\eta_{ад.к} = \frac{L_{ад.к}}{L_{п.к} + L_{г.к}} \quad (13)$$

Эффективным к. п. д. компрессора называется отношение адиабатической работы сжатия воздуха в компрессоре к работе $L_{э.к.}$, затрачиваемой на вращение его ротора

$$\eta_{э.к.} = \frac{L_{ад.к.}}{L_{э.к.}}. \quad (14)$$

Согласно уравнению Бернулли, для компрессора

$$L_{э.к.} = L_{п.к.} + L_{г.к.} + \frac{\Delta c^2}{2g},$$

где $\Delta \frac{c^2}{2g}$ — изменение кинетической энергии воздуха в компрессоре. В многоступенчатом компрессоре изменение кинетической энергии в воздухе мало по сравнению с $L_{э.к.}$, поэтому эффективный к. п. д. компрессора мало отличается от его адиабатического к. п. д.

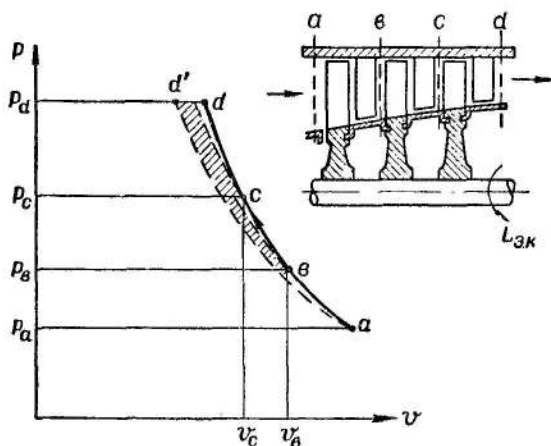


Рис. 54 Диаграмма состояния воздуха в процессе сжатия в трехступенчатом компрессоре в координатах $p-v$

Адиабатический к. п. д. многоступенчатого компрессора оказывается ниже коэффициента полезного действия ступени. На рис. 54 изображена диаграмма, характеризующая состояние воздуха в процессе сжатия в координатах $p-v$ для трехступенчатого компрессора. На диаграмме точка a характеризует состояние воздуха на входе в первую ступень, а точки b , c , d — состояние на выходе из первой, второй и третьей ступеней.

Адиабатический процесс сжатия воздуха во всем компрессоре изображен адиабатой ad' . Но для второй и третьей ступеней линия адиабатического сжатия воздуха в данной ступени не совпадает с адиабатой ad' , так как удельный объем воздуха на входе в эти ступени (v_b и v_c) увеличен вследствие отклонения действительного процесса от адиабатического.

Поэтому адиабатическая работа сжатия воздуха, полученная в компрессоре, оказывается, как нетрудно видеть на рис. 54, меньше суммы адиабатических работ сжатия воздуха во всех трех ступенях на величину, соответствующую заштрихованной площади.

В то же время работа, затраченная на вращение трехступенчатого компрессора, равна сумме работ, затраченных на вращение каждой его ступени, поэтому к. п. д. многоступенчатого компрессора оказывается уменьшенным по сравнению с к. п. д. ступени.

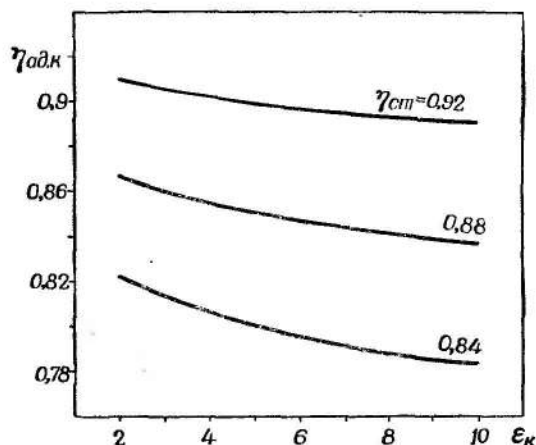


Рис. 55. График зависимости адиабатического к. п. д. компрессора от степени сжатия при различных к. п. д. ступени компрессора

Для осевого компрессора, у которого степень сжатия воздуха в каждой ступени мала и к. п. д. всех ступеней одинаков, указанное снижение к. п. д. зависит в основном от степени сжатия во всем компрессоре ϵ_k и может быть учтено при помощи формулы академика Б. С. Стечкина

$$\eta_{ад.к} = \frac{\epsilon_k^{0,286} - 1}{0,286 \cdot \eta_{ст} - 1}. \quad (15)$$

На рис. 55 приведены кривые зависимости к. п. д. компрессора от степени сжатия для различных к. п. д. ступени. Как следует из этих кривых, при современных значениях к. п. д. ступени ($\eta_{ст} = 0,87—0,9$) снижение адиабатического к. п. д. многоступенчатого осевого компрессора по сравнению с к. п. д. ступени незначительно и на расчетном режиме $\eta_{ад.к}$ может достигать значений 0,84—0,87.

*Доцент, кандидат технических наук
инженер-майор Ю. Н. НЕЧАЕВ*

ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕССОРОВ И ИХ РЕГУЛИРОВАНИЕ

Выше была рассмотрена работа центробежного и осевого компрессоров на расчетном режиме. Газодинамический расчет и определение проходных сечений и углов установки лопаток производятся на расчетном режиме. Поэтому этот режим соответствует обычно оптимальным условиям работы компрессора.

В эксплуатации режимы работы компрессора могут изменяться в очень широких пределах как вследствие изменения режимов работы двигателя (числа оборотов и расхода воздуха), так и за счет изменения атмосферных условий на входе в компрессор. Это вызывает изменение скорости и плотности воздуха в различных сечениях. Проходные же сечения и углы установки лопаток остаются теми же, что и на расчетном режиме, т. е. оказываются несоответствующими изменившемуся характеру движения воздуха. Указанное обстоятельство приводит к изменению степени сжатия и к. п. д. компрессора, т. е. к переходу его на новый режим.

Зависимости, показывающие, как изменяются данные компрессора при изменении режима его работы, принято называть характеристиками компрессора.

По характеристикам компрессора можно судить о влиянии различных эксплуатационных факторов (режима полета, числа оборотов, атмосферных условий) на основные данные компрессора и двигателя в целом, а также определять наиболее выгодные условия совместной работы компрессора и турбины в ТРД или ТВД, назначать программу их регулирования и т. д.

Построение характеристик компрессора расчетным путем связано с большими трудностями, так как условия течения воздуха на нерасчетных режимах очень сложны, а характер изменения основных потерь изучен пока еще не достаточно. Поэтому характеристики компрессоров, как правило, получают экспериментально.

Стенд для испытания компрессоров должен предусматривать возможность изменения в широких пределах расхода воздуха и числа оборотов. Изменение числа оборотов может осуществляться, например, посредством изменения мощности двигателя, приводя-

шего компрессор во вращение, а изменение расхода воздуха — посредством изменения положения дроссельной заслонки, устанавливаемой на входе в компрессор или на выходе из него. Однако при таких испытаниях полностью воспроизвести режимы полета и атмосферные условия, возможные при эксплуатации компрессора на авиадвигателе, как правило, не удастся. Поэтому возникает необходимость в распространении характеристик, снимаемых на стенде, на различные условия полета и атмосферные условия.

Для правильной эксплуатации компрессора весьма важное значение имеет также вопрос о его регулировании, т. е. о способах задания режимов, которые обеспечивали бы наиболее целесообразное использование компрессора в полете и предотвращали возможность возникновения неустойчивости в его работе.

Эти вопросы и рассматриваются ниже.

Испытание компрессоров

Характеристики компрессоров определяются при испытании последних на специально оборудованных стендах.

Принципиальная схема одного из таких стендов изображена на рис. 56. В этой схеме испытуемый компрессор 1 приводится во вра-

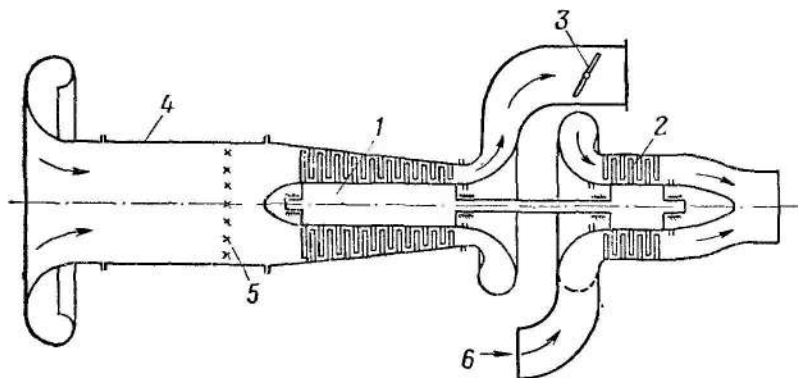


Рис. 56. Принципиальная схема стенда для испытания компрессоров:

1 — испытуемый компрессор; 2 — газовая турбина; 3 — дроссельная заслонка; 4 — мерное сопло; 5 — приемники для замера поля скоростей; 6 — трубопровод подвода газа от газогенераторной установки

щение газовой турбиной 2, которая получает рабочий газ от самостоятельной газогенераторной установки. Количество воздуха, проходящее через испытуемый компрессор, регулируется с помощью дроссельной заслонки 3, установленной в выходном трубопроводе.

Регулирование мощности, передаваемой испытуемому компрессору, и его числа оборотов достигается изменением давления и температуры газа, подаваемого газогенератором по трубопроводу в турбину.

Необходимо отметить, что для привода компрессора ТРД при его испытании требуются очень большие мощности порядка десятков тысяч лошадиных сил. В связи с этим испытание компрессоров целесообразно производить при пониженном давлении, с тем чтобы уменьшить весовой расход воздуха, а следовательно, и мощность, потребную на их вращение. Поэтому на практике используются обычно более сложные испытательные установки вакуумного типа.

Замер расхода воздуха производится в мерном сопле 4, которое помещается перед входом в компрессор.

Мерное сопло имеет цилиндрический участок достаточной длины, в котором устанавливается ряд приемников для замера поля скоростей 5. По данным этих замеров определяют расход воздуха через компрессор.

Для того чтобы по данным испытаний компрессоров можно было построить его характеристики, необходимо в процессе испытаний, помимо расхода воздуха, замерять еще число оборотов, мощность, потребляемую компрессором, а также температуру и давление на входе и выходе. Зная эти величины, можно определить расчетным путем степень сжатия компрессора, его коэффициенты полезного действия и другие данные, необходимые для построения характеристик.

Замер числа оборотов требует большой точности, так как изменение оборотов на 1% приводит к изменению степени сжатия примерно на $2 \div 2,5\%$, а мощности компрессора — на 3%. Требуемая точность замера числа оборотов обычно обеспечивается за счет применения суммарных счетчиков или специальных электротакметров.

Определение мощности, потребляемой компрессором, производится различными методами.

При непосредственном определении мощности замеряют крутящий момент, передаваемый компрессору двигателем, приводящим его во вращение. Для этого на валу, соединяющем компрессор с двигателем, устанавливают динамометрическую втулку или тензометр. Замер крутящего момента может быть осуществлен также установкой компрессора (или приводящего его во вращение двигателя) на балансирном станке.

Чаще, однако, применяется метод косвенного определения мощности компрессора по эффективной работе и расходу воздуха.

Эффективную работу компрессора определяют, пользуясь уравнением сохранения энергии

$$L_{э, к} = 102,5 (T_2^* - T_0) \text{ [кдж/кг]}.$$

Замерив температуру заторможенного потока воздуха на выходе из компрессора T_2^* и температуру в окружающей атмосфере T_0 , по этому уравнению определяют эффективную работу.

Мощность компрессора находят по формуле

$$N_k = \frac{GL_{э, к}}{75} \text{ [л. с.]}. \quad \text{[1. с.]}$$

Этот способ определения мощности компрессора весьма прост, но дает меньшую точность.

Замер температуры воздуха производится с помощью ртутных термометров или термопар.

Термометр или термопара, помещенный в поток воздуха, показывает не истинную температуру, а температуру частично заторможенного потока. Чтобы в месте замера температуры поток воздуха затормозить полностью, термометр (или термопару) помещают в специальные трубки, в которых со стороны набегающего потока имеется отверстие. Воздух, проходящий в это отверстие, полностью затормаживается. Для уменьшения инерционности в показаниях термометра в противоположной стенке трубки сверлится маленькое отверстие (диаметром $1 \div 2$ мм), обеспечивающее циркуляцию воздуха. Замеряемая таким образом температура носит название полной. Зная скорость воздуха в месте замера полной температуры, можно определить истинную температуру.

Замер статического давления воздуха на входе в компрессор и на выходе из него производят, как обычно, через отверстия малого диаметра, просверленные в стенках всасывающего и нагнетающего трубопроводов. При значительной неравномерности давления по сечению пользуются статическими зондами, позволяющими измерить давление в ядре потока.

В процессе испытаний может замеряться и ряд других величин.

По замеренным величинам могут быть определены на каждом режиме работы компрессора все параметры, необходимые для построения его характеристик.

Характеристики компрессоров по расходу воздуха

Зависимости степени сжатия и коэффициента полезного действия компрессора от расхода воздуха, полученные при постоянных числах оборотов, называют характеристиками по расходу воздуха.

Характеристики центробежного компрессора по расходу воздуха приведены на рис. 57. Здесь по вертикальной оси отложены величины степени сжатия компрессора ϵ_k и его адиабатический к. п. д., а по горизонтальной оси — объемный расход воздуха на входе в компрессор V_1 [м³/сек]. Верхние кривые дают зависимость к. п. д. компрессора, а нижние — степени сжатия (напора) от объемного расхода воздуха. Каждая кривая соответствует постоянному значению числа оборотов.

Как видно из этих характеристик, степень сжатия компрессора с уменьшением расхода воздуха вначале возрастает, достигает при некотором расходе воздуха максимального значения, а затем начинает падать.

При уменьшении расхода воздуха ниже определенной величины работа компрессора становится неустойчивой. Неустойчивая работа компрессора получила название помпажа.

Каждому числу оборотов соответствует свое предельное значение объемного расхода воздуха, при котором появляется помпаж.

На рис. 57 на кривые зависимости степени сжатия компрессора от расхода воздуха нанесена линия, соединяющая точки начала помпажа при разных числах оборотов. Эта линия называется границей устойчивых режимов работы компрессора, или границей помпажа.

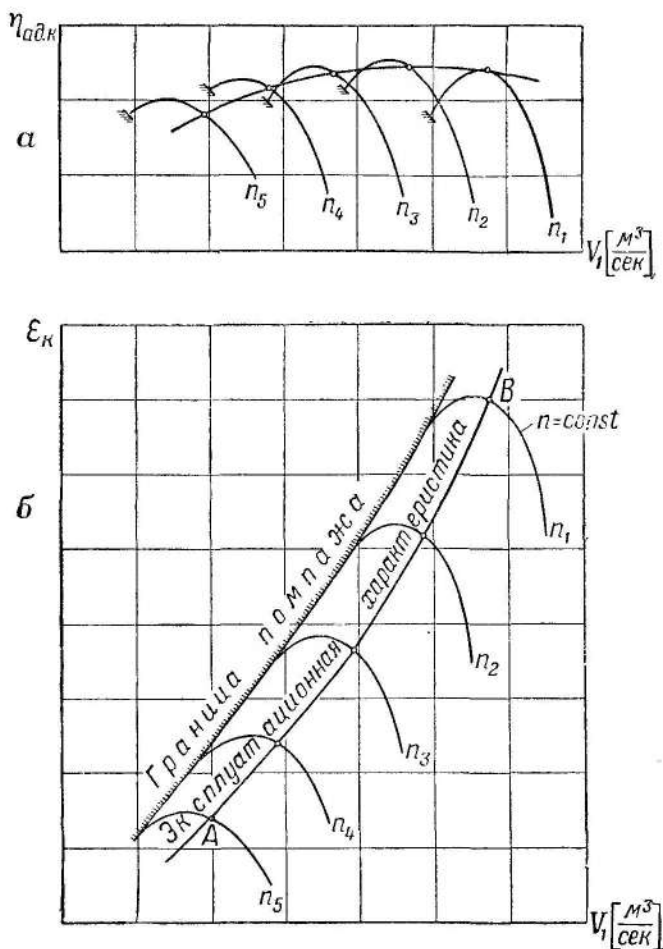


Рис. 57. Характеристики центробежного компрессора по расходу воздуха

Как видно, помпаж в центробежном компрессоре возникает на режимах, соответствующих левым ветвям характеристик, т. е. в той области, где уменьшение расхода воздуха приводит к уменьшению степени сжатия компрессора.

Характеристики компрессора, снятые на испытательном стенде, охватывают широкий диапазон режимов его работы. Не все эти режимы могут быть получены у компрессора, работающего в ТРД или ТВД. Например, у ТРД при заданных условиях полета расход воз-

духа обычно может изменяться только за счет изменения числа оборотов. Поэтому на каждой линии характеристик имеется только одна точка, на которой компрессор может работать в указанных условиях. Соединяя между собой эти точки, можно получить кривую возможных режимов работы компрессора, называемую эксплуатационной кривой, или эксплуатационной характеристикой (кривая AB).

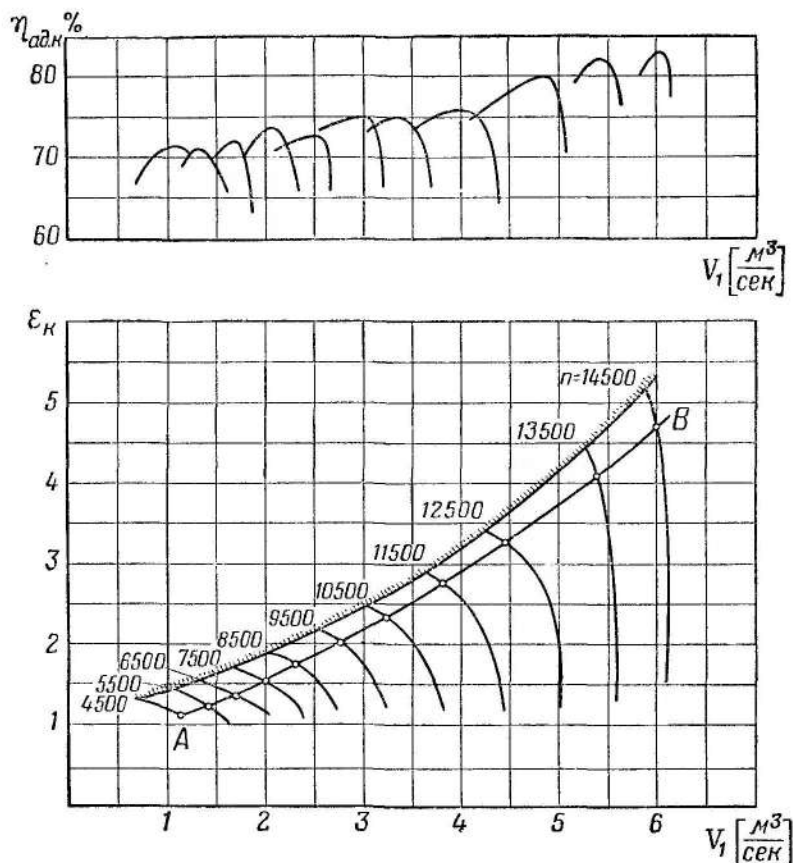


Рис. 58. Характеристики осевого компрессора по расходу воздуха

Характеристики многоступенчатого осевого компрессора приведены на рис. 58. В общем они имеют примерно такой же характер, как и характеристики центробежного компрессора. Отличие состоит лишь в том, что степень сжатия и к. п. д. у осевого компрессора при увеличении расхода воздуха падают более резко, чем у центробежного компрессора. Большая крутизна характеристик осевого компрессора становится особенно заметной при высоких числах оборотов, когда кривые зависимости степени сжатия от расхода воз-

духа (напорные кривые) располагаются почти вертикально. В результате этого осевой компрессор при постоянном значении числа оборотов может эффективно работать в сравнительно узком диапазоне расходов. Так, увеличение расхода воздуха по сравнению с расчетным (точка В) при постоянном числе оборотов ведет к резкому падению сжатия и к. п. д. компрессора. Уменьшение расхода приводит к некоторому увеличению степени сжатия, вскоре после чего наступает режим помпажа. Другой отличительной особенностью характеристик многоступенчатого осевого компрессора является то, что у них помпаж возникает на правых ветвях напорных кривых, поэтому их левые ветви при испытаниях получить не удается.

Отмеченные особенности характеристик осевого компрессора затрудняют его использование в условиях, когда необходимо иметь значительное изменение расхода воздуха при постоянном числе оборотов, например, в агрегатах наддува поршневых авиадвигателей. Однако указанное обстоятельство не мешает применению осевых компрессоров в турбореактивных двигателях, где расход воздуха изменяется незначительно и эксплуатационная кривая при всех числах оборотов располагается в зоне высоких значений напоров и коэффициентов полезного действия компрессора (см. рис. 58).

Объясним, какие физические причины обуславливают указанный характер зависимости степени сжатия и к. п. д. компрессора от расхода воздуха при постоянном значении числа оборотов. Рассмотрим вначале этот вопрос на примере центробежного компрессора.

У центробежного компрессора с радиальными лопатками эффективная работа определяется по уравнению Эйлера, согласно которому

$$L_{э.к} = (\mu + \alpha) \frac{u_2^2}{g}.$$

Для простоты рассматривается компрессор, у которого предварительная закрутка воздуха отсутствует или настолько мала, что ею можно пренебречь. При качественном рассмотрении явлений, происходящих в компрессоре, такое ограничение вполне допустимо.

Как указывалось ранее, при постоянном числе оборотов эффективную работу компрессора практически можно считать не зависящей от расхода воздуха. Эта работа расходуется частично на сжатие воздуха, а частично на преодоление потерь.

При отсутствии потерь в компрессоре эффективная работа шла бы полностью на сжатие воздуха и степень сжатия компрессора при любом расходе была бы одинаковой. В этом случае напорная характеристика компрессора получилась бы горизонтальной.

В действительности часть эффективной работы должна быть израсходована на преодоление гидравлических потерь. Но поскольку потери зависят от расхода воздуха, проходящего через компрессор, то и степень сжатия компрессора должна изменяться с изменением расхода воздуха.

Все потери, возникающие при движении воздуха в компрессоре, разделим условно на два вида: потери на трение и потери на удар.

Потери на трение состоят из потерь, возникающих за счет трения частиц воздуха о стенки и друг о друга, вихревых потерь, вызываемых резкими поворотами потока и отрывом его от стенок, а также волновых потерь, образующихся в тех местах, где скорость движения воздуха превышает скорость звука. Все эти потери зависят от расхода воздуха через компрессор (скорости движения воздуха) и с увеличением его возрастают.

Если бы в компрессоре существовали потери только на трение, а потери на удар отсутствовали, это привело бы к тому, что с увеличением расхода воздуха все большая часть эффективной работы затрачивалась бы на преодоление гидравлических потерь и меньшая часть оставалась на сжатие воздуха. Степень сжатия с увеличением расхода воздуха в таком случае должна была бы уменьшаться.

Фактически же, как видно из рис. 57, степень сжатия центробежного компрессора с увеличением расхода воздуха вначале несколько увеличивается, а затем начинает падать.

Появление максимумов на напорных кривых является следствием наличия потерь на удар. Их появление объясняется следующими причинами.

При работе компрессора на расчетном режиме направление потока воздуха приблизительно совпадает с направлением передних кромок лопаток и воздух входит в лопаточные венцы, как говорят, «безударно», т. е. практически без потерь.

При отклонении режима работы компрессора от расчетного режима направление движения воздуха уже значительно отклоняется от направления передних кромок лопаток. В результате этого возникают срывы струй воздуха с лопаток, сопровождающиеся интенсивным образованием вихрей. Появляющиеся по указанной причине гидравлические потери получили условное название потерь на удар. Эти потери возрастают как при увеличении, так и при уменьшении расхода воздуха по сравнению с расчетным.

Наличием потерь на удар и объясняется то, что степень сжатия компрессора может уменьшаться не только при увеличении, но и при уменьшении расхода воздуха.

Графическая интерпретация сказанного относительно влияния потерь на характер протекания степени сжатия по расходу воздуха дана на рис. 59. Здесь горизонтальная прямая $a-a$ изображает зависимость степени сжатия компрессора от расхода воздуха при постоянном значении числа оборотов

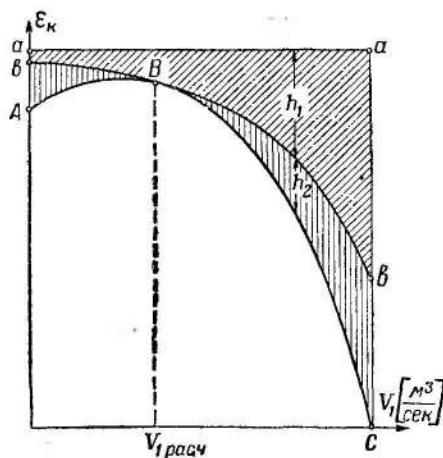


Рис. 59. Влияние потерь на протекание характеристики компрессора по расходу воздуха

в случае полного отсутствия гидравлических потерь. Линия *вВв* показывает зависимость степени сжатия компрессора от расхода воздуха при наличии только потерь на трение. Наконец, линия *АВС* соответствует фактической зависимости степени сжатия от расхода воздуха с учетом потерь на трение и на удар.

Ординаты h_1 (косо заштрихованной площади) характеризуют уменьшение степени сжатия компрессора за счет потерь на трение, а ординаты h_2 (площади, заштрихованной вертикально) за счет потерь на удар.

Адиабатическая работа компрессора в зависимости от расхода воздуха будет изменяться примерно таким же образом, как и степень сжатия. Поэтому эффективный к. п. д. компрессора, равный

$$\eta_{э.к} = \frac{L_{ад.к}}{L_{э.к}},$$

будет, как и адиабатическая работа, достигать максимума вблизи расчетного значения расхода воздуха, а при значительном отклонении расхода воздуха от расчетного как в сторону увеличения, так и в сторону уменьшения будет понижаться.

Зависимость адиабатического к. п. д. от расхода воздуха будет иметь аналогичный характер, поскольку он по своей величине мало отличается от эффективного к. п. д. (см. рис. 57).

В осевом компрессоре эффективная работа при постоянном числе оборотов и при изменении расхода воздуха не остается постоянной. Она уменьшается с ростом расхода воздуха. Поэтому уже в случае отсутствия гидравлических потерь у осевого компрессора степень сжатия с увеличением расхода воздуха должна была бы уменьшаться. Это предопределяет в некоторой мере более крутой характер протекания характеристик осевого компрессора.

Поясим, почему эффективная работа осевого компрессора при увеличении расхода воздуха и при постоянстве числа оборотов уменьшается. Для этого рассмотрим, как влияет изменение расхода воздуха на течение воздуха в рабочем колесе какой-либо его ступени.

В верхней части рис. 60 показано обтекание воздухом лопаток рабочего колеса осевого компрессора на расчетном режиме, когда направление набегающего на лопатки потока оказывается близким к направлению передних кромок.

При увеличении расхода воздуха по сравнению с расчетным возрастает скорость c_1 и при постоянной окружной скорости u угол β_1 (между направлением скорости w_1 и плоскостью вращения колеса) увеличивается (средняя часть рис. 60). Направление потока, набегающего на рабочие лопатки, при этом уже не совпадает с направлением их передних кромок, результатом чего должно явиться увеличение потерь на трение (из-за возрастания скорости движения воздуха в каналах между лопатками) и появление потерь на удар (из-за срывов потока воздуха с передних кромок лопаток).

Однако направление потока воздуха на выходе из колеса (угол β_2) при этом практически не изменяется, так как поток воз-

духа за колесом направлен примерно по касательной к средней линии профиля лопатки у задней кромки. Это, как видно из треугольника скоростей (на рис. 60), приводит к уменьшению закрутки воздуха Δw_u в рабочем колесе и к уменьшению эффективной работы ступени, которая выражается формулой

$$L_{a.ст} = \frac{\Delta w_u u}{g}.$$

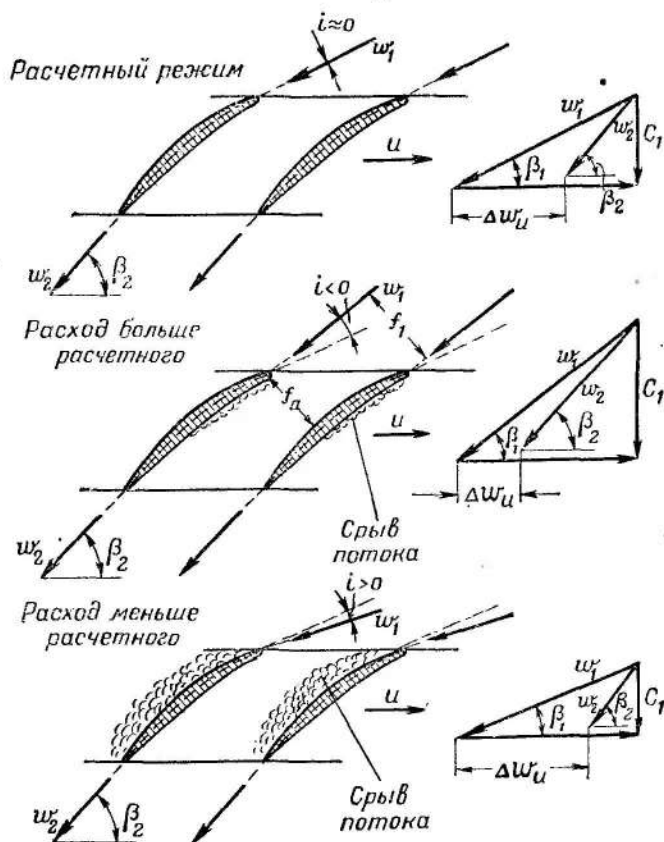


Рис. 60. Обтекание воздухом лопаток колеса осевого компрессора на различных режимах

Уменьшение расхода воздуха по сравнению с расчетным приводит к увеличению закрутки Δw_u и, следовательно, к повышению эффективной работы каждой ступени. При этом уменьшаются потери за счет трения, так как снижается скорость движения воздуха относительно лопаток, а угол между направлением потока и передними кромками лопаток возрастает, что способствует увеличению потерь на удар и приводит в конце концов к интенсивному срыву потока с выпуклых поверхностей лопаток и к возникновению помпажа, о чем подробнее будет сказано ниже.

У многоступенчатых осевых компрессоров, как уже указывалось, помпаж может наступать на правых ветвях характеристик. В этом случае левые ветви у них будут отсутствовать. Это объясняется тем что в многоступенчатом осевом компрессоре при уменьшении расхода воздуха помпаж наступает не во всех ступенях одновременно, а лишь в нескольких ступенях. Остальные ступени работают при этом еще на правых ветвях своих характеристик, т. е. в таких условиях, когда при уменьшении расхода воздуха их степень сжатия возрастает.

Более крутое протекание характеристик по расходу воздуха в зоне высоких чисел оборотов, наблюдающееся у центробежных и в особенности у осевых компрессоров, объясняется следующими причинами. Компрессоры современных ТРД выполнены таким образом, что на расчетном режиме относительные скорости потока воздуха, набегающего на лопатки, оказываются близкими к скоростям звука. При увеличении расхода воздуха скорость в узких сечениях каналов, образуемых смежными лопатками (в сечении f_a см. рис. 60) очень быстро достигает скорости звука (в особенности на последних ступенях осевого компрессора, где объемный расход растет значительно быстрее, чем на первых, из-за падения напорности компрессора). Дальнейшее увеличение объемного расхода воздуха на выходе из компрессора делается невозможным. Поэтому кривые, изображающие зависимости степени сжатия по расходу воздуха, в этой зоне становятся почти вертикальными.

Чем выше исходная степень сжатия компрессора и чем больше расчетная величина скоростей движения воздуха относительно его лопаток, тем сильнее становится влияние указанных факторов и тем круче протекают характеристики. Поэтому, в частности, у центробежных компрессоров с радиальными лопатками, имеющих сравнительно невысокие расчетные значения степеней сжатия и дозвуковые скорости воздуха на входе в лопаточный диффузор, характеристики оказываются более пологими, чем у высоконапорных многоступенчатых осевых компрессоров, в особенности имеющих сверхзвуковые ступени.

* * *

Заметим, что весьма часто при построении характеристик компрессора зависимости его к. п. д. от расхода воздуха не даются в виде кривых, показанных на рис. 57 и 58, а наносятся прямо на напорные характеристики в виде линий постоянных значений к. п. д.

Для того чтобы произвести такое перестроение, нужно на имеющемся экспериментальном графике, показывающем зависимости $\eta_{ад.к}$ от расхода воздуха V_1 для разных значений чисел оборотов (рис. 61, а) провести горизонтальные сечения, соответствующие разным значениям $\eta_{ад.к}$. Затем полученные точки пересечения каждой секущей горизонтали с кривыми к. п. д., соответствующими разным значениям чисел оборотов, следует перенести на напорные характеристики компрессора и соединить их между собой. В результате

такого построения на характеристике компрессора появится ряд замкнутых кривых, соединяющих между собой те точки, в которых к. п. д. компрессора имеет одинаковые значения (рис. 61, б).

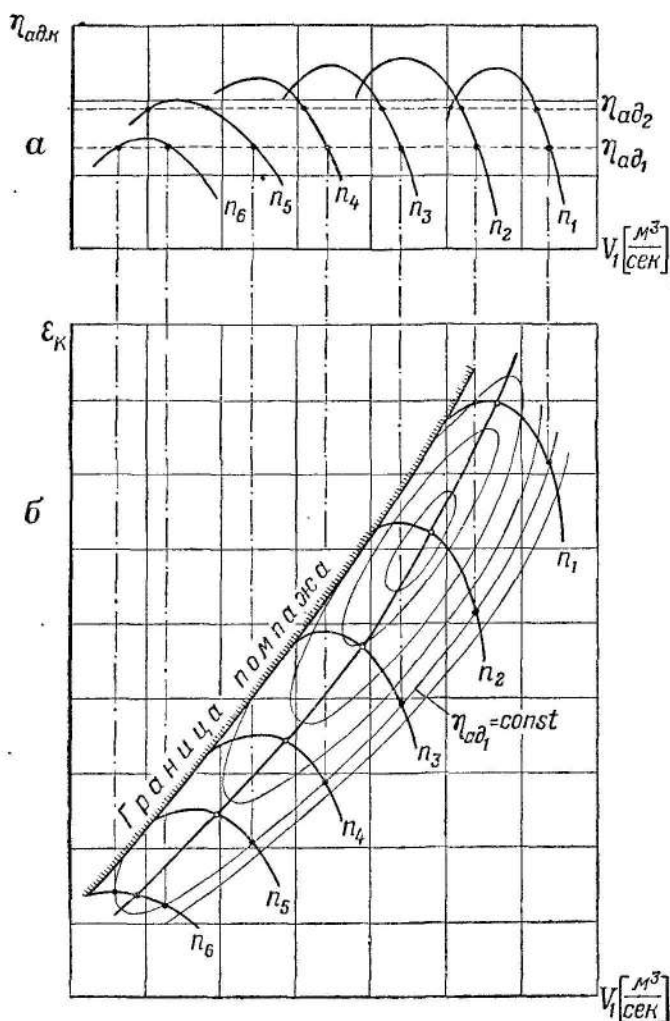


Рис. 61. Нанесение линий постоянных к. п. д. на характеристики компрессора

Влияние атмосферных условий и режима полета на работу компрессора

Характеристики по расходу воздуха показывают, как изменяются основные данные компрессора — его степени сжатия и к. п. д. — в зависимости от объемного расхода воздуха и числа оборотов.

В процессе эксплуатации авиадвигателя, помимо этого, могут изменяться атмосферные условия и режим полета. Рассмотрим влияние этих факторов на работу компрессора и в частности на его характеристики. Будем считать, что компрессор работает с постоянным числом оборотов. Кроме того, предположим для определенности, что постоянству числа оборотов компрессора соответствует постоянство объемного расхода воздуха на входе. Это приблизительно будет соответствовать условиям работы компрессора в системе ТРД.

Опытами установлено, что при изменении давления воздуха на входе в компрессор давление во всех других сечениях компрессора изменяется пропорционально давлению на входе, а температуры и скорости остаются неизменными. В этом случае, очевидно, степень сжатия и коэффициенты полезного действия изменяться не будут, а весовой расход воздуха и мощность, потребная на вращение компрессора, изменятся пропорционально изменению давления на входе.

Изменение температуры на входе в компрессор оказывает более значительное влияние на его параметры. Оно приводит, в частности, к изменению степени сжатия компрессора и его к. п. д. При уменьшении температуры входящего в компрессор воздуха степень сжатия возрастает, а к. п. д. обычно несколько уменьшается. Обратное явление наблюдается при увеличении температуры T_1 . Это обусловлено следующими причинами.

При постоянстве числа оборотов и объемного расхода воздуха работа, затрачиваемая на вращение компрессора, остается практически неизменной. Это условие выполняется, конечно, приближенно — оно в большей мере справедливо для центробежного компрессора, в меньшей — для осевого. Примерно постоянной остается и адиабатическая работа, равная $L_{ад} = 102,5 T_1 (\epsilon_k^{0,286} - 1)$. Поэтому чем ниже температура воздуха на входе в компрессор, тем выше создаваемая им степень сжатия.

Физически это объясняется тем, что холодный воздух легче подвергается сжатию.

Весовой расход воздуха, а следовательно, и мощность, затрачиваемая на вращение компрессора, с уменьшением температуры воздуха на входе значительно увеличиваются, что объясняется повышением его плотности.

Изменение режима полета оказывает влияние на работу компрессора также благодаря изменению температуры и давления поступающего в него воздуха. Так, например, с увеличением скорости полета повышаются одновременно и температура и давление воздуха на входе в компрессор (за счет его предварительного сжатия от скоростного напора). Как указывалось выше, увеличение температуры воздуха, входящего в компрессор, приводит к уменьшению степени сжатия, а увеличение его плотности — к увеличению весового расхода и потребляемой мощности.

С ростом высоты полета температура и плотность воздуха на

входе в компрессор понижаются. Это приводит к возрастанию степени сжатия и к уменьшению весового расхода воздуха и мощности, затрачиваемой на вращение компрессора.

Адиабатический коэффициент полезного действия в области режимов, близких к расчетным, с увеличением температуры воздуха на входе обычно слегка повышается. Это можно объяснить тем, что при увеличении температуры увеличивается местная скорость звука, равная, как известно, $\approx 20 \sqrt{T}$, а поэтому при неизменном объемном расходе уменьшаются числа M в потоке воздуха, проходящем через отдельные элементы компрессора, что приводит к снижению гидравлических сопротивлений и к увеличению к. п. д.

При уменьшении же температуры воздуха, входящего в компрессор, его к. п. д., напротив, несколько понижается.

Итак, мы видим, что давление и в особенности температура воздуха на входе в компрессор оказывают большое влияние на его основные данные. Поэтому и характеристики по расходу воздуха, снятые при различных условиях на входе, будут отличаться друг от друга. Это обстоятельство делает необходимым приведение данных испытаний компрессоров к одинаковым (нормальным) атмосферным условиям или применение для построения характеристик таких универсальных координат, в которых они оставались бы неизменными при любых изменениях атмосферных условий и режимов полета.

Поскольку в качестве основных величин при построении характеристик принимают степень сжатия и к. п. д., которые не меняются при изменении давления на входе, давление p_1 может быть исключено из рассмотрения. Поэтому при построении характеристик необходимо учитывать только влияние температуры на входе T_1 .

Если в качестве координат при построении характеристик компрессора вместо числа оборотов n и объемного расхода на входе V_1 взять величины $\frac{n}{\sqrt{T_1}}$ и $\frac{V_1}{\sqrt{T_1}}$, то оказывается, что характеристики, построенные в этих параметрах, будут оставаться неизменными при любых изменениях давления и температуры воздуха на входе в компрессор, т. е. они станут универсальными.

Объясним, почему параметры $\frac{n}{\sqrt{T_1}}$ и $\frac{V_1}{\sqrt{T_1}}$ могут служить универсальными координатами при построении характеристик компрессора. Для этого рассмотрим вопрос о подобии течений воздушных потоков в каналах, образуемых компрессорными лопатками.

О подобии течений воздушных потоков

Напомним, прежде всего, что подобные течения осуществимы только в одинаковых каналах или в каналах, геометрически подобных, т. е. таких, у которых все сходственные размеры пропорциональны друг другу.

Течения в геометрически подобных каналах будут подобными (аэродинамически) только в том случае, если будет обеспечено по-

добие всех сил, действующих на воздух. Таковыми при движении воздуха обычно являются силы инерции, давления и трения. Подобие сил, действующих на воздух, означает, что в сходственных точках (элементах объема) обоих течений эти силы должны быть пропорциональными, т. е. большими или меньшими в одинаковое число раз.

В таком случае линии тока будут геометрически подобными, а скорости движения воздуха в подобно расположенных точках рассматриваемых течений — пропорциональными.

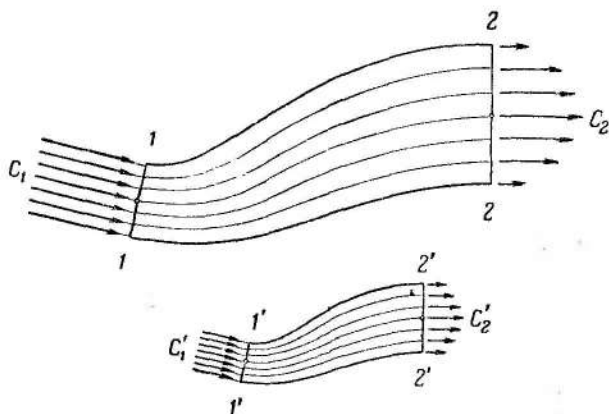


Рис. 62. Подобные течения в каналах

Простейший пример подобных течений в каналах показан на рис. 62. Если рассмотреть скорости на входе в канал и на выходе из канала (в сходственных точках, например, на оси канала), то указанное условие их пропорциональности запишется так

$$\frac{c_2}{c_1} = \frac{c'_2}{c'_1}.$$

Скорости в соответственных точках подобных течений будут параллельными. Это непосредственно следует из геометрического подобия линий тока.

Из пропорциональности сил давления вытекает, что и сами давления в сходственных точках обоих течений должны быть пропорциональными, так как рассматриваемые силы выражаются произведением $\Delta f \cdot p$, где Δf — элемент поверхности, а p — действующее на него давление. В частности, для рассматриваемого примера (см. рис. 62) пропорциональность давлений запишется следующим образом:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p'_2}{p'_1}.$$

Аналогичное соотношение при подобных течениях имеет место и для температур воздуха, т. е.

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T'_2}{T'_1}.$$

Таким образом, подобные течения характеризуются тем, что у них скорости давления и температуры в сходственных точках пропорциональны.

Рассмотрим теперь, какие условия должны быть соблюдены для того, чтобы течения в геометрически подобных каналах были подобными.

В зависимости от характера сил, действующих на жидкость (или газ), и от свойств самой жидкости эти условия могут быть различными.

В частности, для воздуха, обладающего очень малой вязкостью, подобие течений обеспечивается подобием треугольников скоростей и равенством чисел M в каком-либо его сечении, например, на входе в канал или на выходе из канала. Тогда и в остальных сходственных точках рассматриваемых потоков числа M будут равны, а скорости, давления и температуры — пропорциональны.

Этими условиями можно достигнуть только подобия сил инерции и сил давления. Подобие же сил трения этим еще не обеспечивается. Для того чтобы получить подобие и сил трения, нужно, помимо равенства чисел M , соблюсти еще равенство чисел Рейнольдса (Re). Однако для воздуха (из-за относительно небольшой величины сил трения) влиянием числа Рейнольдса пренебрегают. Это допущение, как показывают опыты, не приводит к существенным погрешностям.

Итак, подобие течений воздушных потоков обеспечивается подобием треугольников скоростей и равенством чисел M в каком-либо характерном сечении канала, например на входе.

В компрессоре имеется множество каналов как неподвижных, так и вращающихся. Для подобия потоков в неподвижных каналах нужно иметь равенство чисел M по абсолютной скорости набегающего потока, во вращающихся каналах — по относительной скорости потока.

Воздух при входе в компрессор попадает сразу же в рабочее колесо. Для того чтобы обеспечить подобие течения воздуха в колесе, нужно прежде всего обеспечить подобие треугольников скоростей и равенство чисел M на входе в каналы колеса.

Это как раз и обеспечивается равенством двух параметров $\frac{r \cdot n}{\sqrt{T_1}}$ и $\frac{V_1}{\sqrt{T_1}}$.

Для доказательства обратимся к рис. 63, где изображены треугольники скоростей на входе в колесо центробежного и осевого компрессоров на среднем диаметре. Для простоты рассмотрен случай осевого входа воздуха. Как обычно, буквой c_1 обозначены осе-

вые скорости, u_1 — окружные скорости, а w_1 — относительные скорости на входах в каналы, образуемые лопатками колеса.

Скорость c_1 пропорциональна объемному расходу воздуха, поскольку при осевом входе $V_1 = c_1 f_1$. Окружная скорость u_1 пропорциональна числу оборотов, так как $u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$, где D_1 — средний диаметр колеса. Число M_1 на входе в колесо определяется как отношение скорости w_1 к местной скорости звука в сечении 1—1, оно равно

$$M_1 = \frac{w_1}{a_1} \approx \frac{w_1}{20 \sqrt{T_1}}.$$

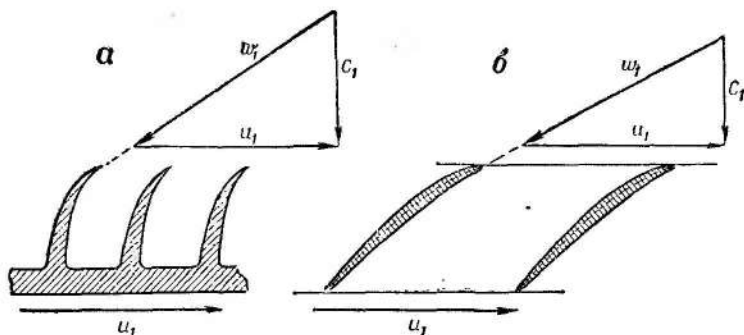


Рис. 63. Треугольники скоростей на входе в колесо центробежного и осевого компрессоров

Скорость w_1 является гипотенузой треугольника скоростей на входе в колесо (см. рис. 63), поэтому

$$w_1^2 = u_1^2 + c_1^2.$$

Если разделить это выражение на T_1 , получим

$$\left(\frac{w_1}{\sqrt{T_1}} \right)^2 = \left(\frac{u_1}{\sqrt{T_1}} \right)^2 + \left(\frac{c_1}{\sqrt{T_1}} \right)^2. \quad (16)$$

Величина $\frac{w_1}{\sqrt{T_1}}$ пропорциональна числу M_1 , а величины $\frac{u_1}{\sqrt{T_1}}$ и $\frac{c_1}{\sqrt{T_1}}$ пропорциональны параметрам $\frac{n}{\sqrt{T_1}}$ и $\frac{V_1}{\sqrt{T_1}}$. Поэтому из условия (16) следует, что в случае постоянства величин $\frac{n}{\sqrt{T_1}}$ и $\frac{V_1}{\sqrt{T_1}}$ будет оставаться неизменным $\frac{w_1}{\sqrt{T_1}}$, а следовательно, и число M_1 на входе в каналы колеса. Треугольники скоростей в этом случае будут подобными, так как у них все стороны будут изменяться в одном и том же отношении (пропорционально $\sqrt{T_1}$).

Этим обеспечивается подобие течений воздуха во вращающихся каналах рабочего колеса.

Можно показать далее, что течения воздуха в неподвижном лопаточном аппарате, стоящем за колесом, в рассматриваемом случае также будут подобными, ибо на входе в его каналы треугольники скоростей подобны, а числа M равны уже в абсолютном движении, т. е. по скорости c_2 .

Аналогичным образом подобие течений будет распространяться и на все остальные лопаточные венцы компрессора, что и означает подобие режимов работы компрессора в целом.

Подобные течения могут иметь место, очевидно, у одинаковых компрессоров или у компрессоров геометрически подобных. Последнее обстоятельство может служить основанием для нахождения характеристик компрессора путем испытания его уменьшенной модели.

Изображение характеристик компрессоров в параметрах подобия

Итак, мы видим, что постоянство величин $\frac{n}{\sqrt{T_1}}$ и $\frac{V_1}{\sqrt{T_1}}$ обеспечивает подобие течений воздуха в компрессоре, а следовательно, и подобие режимов его работы. Поэтому они носят название параметров подобия.

Очевидно, что при работе компрессора на подобных режимах отношения давлений, скоростей и температур на выходе и входе $\left(\frac{p_2}{p_1}, \frac{c_2}{c_1} \text{ и } \frac{T_2}{T_1}\right)$ сохраняются одинаковыми, несмотря на различие в расходах воздуха, числах оборотов и условиях на входе. Одинаковыми будут при этом также степень сжатия компрессора и его к. п. д., так как они зависят только от отношения давлений и температур на входе и выходе. Поэтому, в каких бы условиях ни испытывался компрессор, при равенстве параметров $\frac{n}{\sqrt{T_1}}$ и $\frac{V_1}{\sqrt{T_1}}$ всегда будут получаться одни и те же значения степени сжатия и к. п. д. Этим доказывается, что характеристики компрессора, построенные в координатах $\frac{n}{\sqrt{T_1}}$ и $\frac{V_1}{\sqrt{T_1}}$, не зависят от условий, при которых они снимаются, т. е. они являются универсальными.

Вместо параметра $\frac{V_1}{\sqrt{T_1}}$ часто используют пропорциональный ему параметр $\frac{G\sqrt{T_1}}{p_1}$. Легко доказать, что $\frac{G\sqrt{T_1}}{p_1}$ отличается от $\frac{V_1}{\sqrt{T_1}}$ на постоянную величину.

В самом деле, из уравнения расхода следует, что

$$G = V_1 \gamma_1 = V_1 \frac{p_1}{RT_1},$$

поэтому

$$\frac{G\sqrt{T_1}}{p_1} = \frac{1}{R} \frac{V_1}{\sqrt{T_1}}.$$

Поэтому совершенно безразлично, брать ли за параметр расхода

$$\frac{V_1}{\sqrt{T_1}} \text{ или } \frac{GV\sqrt{T_1}}{P_1}.$$

На рис. 64 изображены характеристики компрессора в параметрах подобия. Здесь по вертикальной оси отложена степень сжатия компрессора ϵ_K , по горизонтальной оси параметр рас-

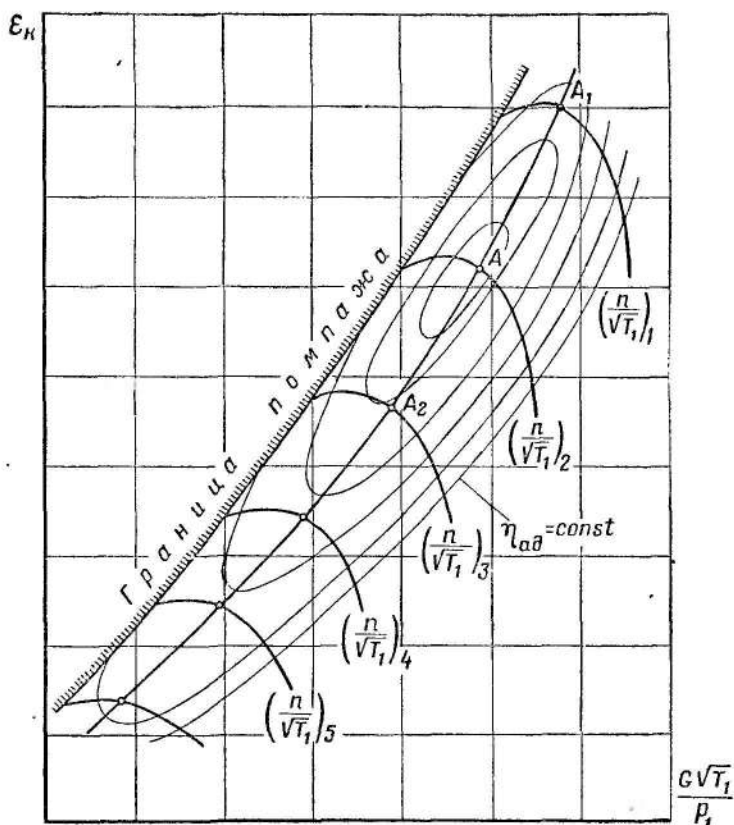


Рис. 64. Характеристики компрессора в параметрах подобия

хода $\frac{GV\sqrt{T_1}}{P_1}$. Каждая кривая сетки характеристик соответствует постоянному значению параметра оборотов $\frac{n}{\sqrt{T_1}}$.

При изменениях режимов полета и атмосферных условий характеристики, построенные в параметрах подобия, будут оставаться неизменными, но положение рабочей точки на характеристике может изменяться. Например, при постоянном числе оборотов и объемном расходе воздуха понижение температуры T_1 на входе

в компрессор будет приводить к увеличению $\frac{n}{\sqrt{T_1}}$ и $\frac{G\sqrt{T_1}}{P_1} = \frac{1}{R} \frac{V_1}{\sqrt{T_1}}$ и рабочая точка перейдет в область более высоких степеней сжатия (из A в A_1 , см. рис. 64). При повышении температуры воздуха перед компрессором параметры $\frac{n}{\sqrt{T_1}}$ и $\frac{G\sqrt{T_1}}{P_1}$ будут уменьшаться и рабочая точка перейдет в область меньших степеней сжатия (из A в A_2).

В разобранный способ построения характеристик компрессора все параметры приводились к условиям на входе. Характеристики, представленные таким способом, не зависят от условий входа воздуха в компрессор и потерь во входных устройствах. Однако в этом случае для определения абсолютных значений расхода воздуха и числа оборотов по точке, заданной на характеристике, нужно знать еще параметры на входе в компрессор (P_1 и T_1), нахождение которых составляет определенные трудности. Экспериментальное получение таких характеристик также представляет значительные трудности, поскольку при снятии каждой экспериментальной кривой нужно поддерживать постоянным не число оборотов, а параметр $\frac{n}{\sqrt{T_1}}$.

Иногда стендовые характеристики компрессора строят в параметрах, отнесенных к окружающим атмосферным условиям. Такие характеристики дают зависимости общей степени сжатия $\epsilon_k = \frac{P_2}{P_0}$ от параметра расхода $\frac{G\sqrt{T_0}}{P_0}$ при различных значениях параметра оборота $\frac{n}{\sqrt{T_0}}$. Еще чаще используют пропорциональные им параметры $n_{пр} = n_0 \sqrt{\frac{288}{T_0}}$ и $G_{пр} = G_0 \frac{760}{P_0} \sqrt{\frac{T_0}{288}}$, называемые

приведенным числом оборотов и приведенным расходом воздуха. Эти параметры удобны тем, что при работе компрессора на стенде в стандартных атмосферных условиях они численно равны действительным значениям числа оборотов и расхода воздуха.

Характеристики компрессора, построенные в зависимости от параметров $n_{пр}$ и $G_{пр}$, изображены на рис. 70.

Указанный способ изображения характеристики более удобен в том отношении, что не требует знания давления и температуры воздуха на входе в компрессор.

Чтобы решить вопрос о том, как с помощью стендовых характеристик, построенных в параметрах, отнесенных к окружающим атмосферным условиям, определить данные компрессора в полете, рассмотрим, в чем состоит основное различие условий работы компрессора на стенде и в полете.

На стенде компрессор засасывает воздух из неподвижной окружающей атмосферы (рис. 65, а). Воздух подходит к входному устройству равномерно со всех сторон, при этом его скорость постепенно увеличивается, а давление и температура уменьшаются по сравнению с атмосферными.

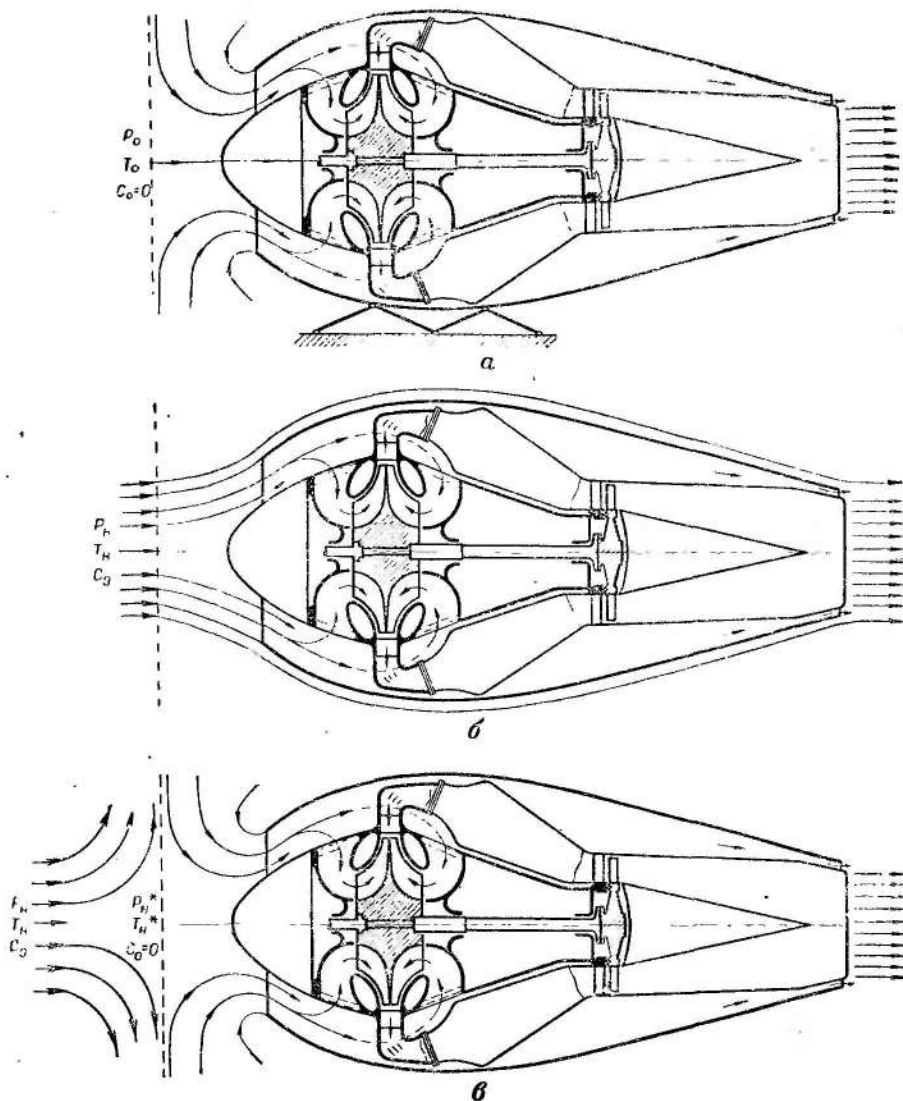


Рис. 65. Представление о движении потока воздуха на входе в ТРД:
а — на стенде; б — истинное в полете; в — условное в полете

В полете воздух засасывается из набегающего воздушного потока. Поток воздуха, подходя к двигателю, притормаживается (см. рис. 65, б), поэтому давление и температура его на входе становятся более высокими, чем в окружающей атмосфере.

Таким образом, условия входа воздуха в компрессор на стенде и в полете являются различными: на стенде вход воздуха в ком-

прессор сопровождается расширением, а в полете — сжатием. Такие два течения не могут быть подобными хотя бы потому, что у них не соблюдается подобие линий тока.

Чтобы уподобить работу компрессора в полете его работе на стенде, условия входа воздуха в компрессор в полете мысленно можно представить состоящими из двух процессов: полного адиабатического торможения воздуха на некотором расстоянии перед компрессором (двигателем) и засасывания воздуха как бы из неподвижной окружающей атмосферы, имеющей давления и температуры адиабатически заторможенного потока p_H^* и T_H^* (рис. 65, в).

Если процесс входа воздуха в компрессор в полете рассматривать от сечения, где поток полностью заторможен, то этот процесс можно считать подобным процессу входа воздуха на стенде, что, однако, будет справедливо лишь в том случае, если потери в рассматриваемых процессах окажутся приблизительно одинаковыми.

При испытании компрессора на стенде потери во входных каналах ничтожно малы и можно считать, что они совершенно отсутствуют. Поэтому как на стенде, так и в полете сопоставляемые режимы (рис. 65, а и в) следует рассматривать как относящиеся к случаю, когда потери во входных каналах самолета отсутствуют (эти потери обычно учитываются отдельно).

Давление и температура адиабатически заторможенного воздушного потока, как известно из аэродинамики, определяются по формулам

$$\left. \begin{aligned} T_H^* &= T_H + 5 \left(\frac{c_0}{100} \right)^2 \\ p_H^* &= p_H \left(\frac{T_H^*}{T_H} \right)^{\frac{k}{k-1}} \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Приведенное число оборотов и приведенный расход воздуха в полете запишутся так:

$$n_{np} = n \sqrt{\frac{288}{T_H^*}}; \quad G_{np} = G \frac{760}{p_H^*} \sqrt{\frac{T_H^*}{288}}. \quad (18)$$

Неустойчивый режим работы компрессора — помпаж

При уменьшении объемного расхода воздуха ниже определенного значения возникает, как уже отмечалось, неустойчивость в работе компрессора, называемая помпажем. Помпаж характеризуется появлением периодических колебаний давлений и скоростей в потоке воздуха, проходящем через компрессор, а также своеобразным звуком, не свойственным компрессору в нормальных условиях его работы. Среднее давление за компрессором падает. Обычно явление помпажа сопровождается периодическим выбросом воздуха из компрессора во всасывающий патрубок.

Помпаж — явление ненормальное, и нужно избегать его возникновения в компрессорах, применяемых на авиадвигателях. При

помпаже нарушается правильная работа двигателя и уменьшается развиваемая им тяга (мощность). В отдельных случаях помпаж приводит к выключению двигателя или к его преждевременному выходу из строя.

Явление помпажа известно очень давно и наблюдается не только у авиационных центробежных и осевых компрессоров, но и у лопаточных машин других видов, используемых для нагнетания воздуха.

Уже первые наблюдения показали, что помпаж у компрессора обычно возникает при работе его на левой ветви характеристики, где уменьшение расхода воздуха приводит к уменьшению степени сжатия. Исходя из этого, объяснение явления помпажа долгое время основывалось только на характере протекания характеристики компрессора. Считалось, что если компрессор работает на правой ветви характеристики, то его работа будет устойчивой, а если он переходит на левую ветвь, его работа становится неустойчивой.

Быстрое развитие высоконапорных компрессоров, работающих как в поршневых, так и в реактивных двигателях, привело к необходимости более детального изучения явления помпажа.

Исследованию помпажа посвящены работы ряда советских и иностранных ученых. Они позволили глубже проникнуть в сущность этого явления, установить причины его возникновения и разработать практические мероприятия по его устранению.

По современным воззрениям помпаж вызывается появлением в отдельных элементах компрессора периодических срывов потока воздуха значительной интенсивности.

Как уже указывалось, появление срывов потока воздуха в лопаточных аппаратах центробежных и осевых компрессоров возможно при значительном отклонении режима работы от расчетного. Выясним, в каких случаях возникающие срывы потока воздуха могут нарушить устойчивую работу компрессора. Рассмотрим этот вопрос вначале для центробежных компрессоров.

В центробежном компрессоре при значительном отклонении режима его работы от расчетного происходят срывы потока воздуха с передних кромок лопаток рабочего колеса и лопаточного диффузора.

Это объясняется тем, что при отклонении режима работы компрессора от расчетного направление относительной скорости воздуха w_1 не совпадает с направлением передних кромок лопаток колеса, а составляет с ним некоторый угол i (рис. 66). В зависимости от того, в каком направлении происходит отклонение режима от расчетного, возможны два случая образования срывов.

В первом случае, когда компрессор работает при расчетном значении числа оборотов, но с расходом воздуха больше расчетного, или при расчетном расходе воздуха, но с пониженным числом оборотов, т. е. при условии $\frac{V_1}{n} > \left(\frac{V_1}{n}\right)_{\text{расч}}$, поток воздуха на-

бегают на выпуклую сторону лопаток. На вогнутых сторонах образуются срывы, которые в этом случае локализируются у входных кромок и приводят лишь к некоторому увеличению потерь, не вызывая особых изменений в работе компрессора. В этом случае треугольник скоростей на входе имеет вид, представленный на рис. 66, б.

Во втором случае, когда компрессор работает с **относительным** расходом воздуха, меньшим расчетного, т. е. $\frac{V_1}{n} < \left(\frac{V_1}{n}\right)_{\text{расч}}$, поток набегают на вогнутую сторону лопаток. Этот случай является менее благоприятным, так как срывы, образующиеся на спинке лопаток, проникают вглубь компрессора.

Треугольники скоростей на входе в данном случае имеют вид, представленный на фиг. 66, в. С увеличением угла набега i

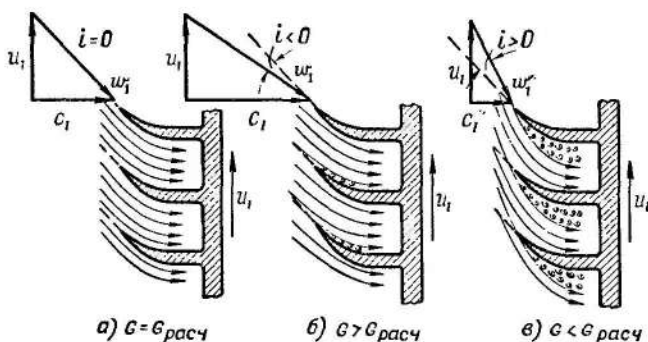


Рис. 66. Треугольники скоростей на входе в колесо центробежного компрессора на различных режимах:

а — расчетный режим; б — расход больше расчетного; в — расход меньше расчетного

срывы усиливаются и при некоторой величине $i > i_{кр}$ они становятся столь значительными, что приводят к возникновению помпажа.

Рассмотрим условия образования срывов воздуха в лопаточном диффузоре (рис. 67). Здесь так же, как и при входе воздуха в рабочее колесо, отклонение режима работы от расчетного приводит к несовпадению направления скорости воздуха c_2 с направлением передних кромок лопаток диффузора, что сопряжено с образованием срывов воздуха и с возникновением ударных потерь.

При увеличении относительного расхода воздуха по сравнению с расчетным происходит удар набегающего потока о вогнутую сторону лопаток и срыв воздуха с выпуклой стороны рис. 67, б. Такой срыв не нарушает работы компрессора, но приводит к увеличению потерь. Это объясняется тем, что в случае отсутствия лопаток, как уже указывалось раньше, воздух двигался бы по более пологим траекториям (близким к логарифмическим спиральям), поэтому при наличии лопаток воздух прижимается к их выпуклой стороне и стремится оторваться от вогнутой стороны (даже на расчетном

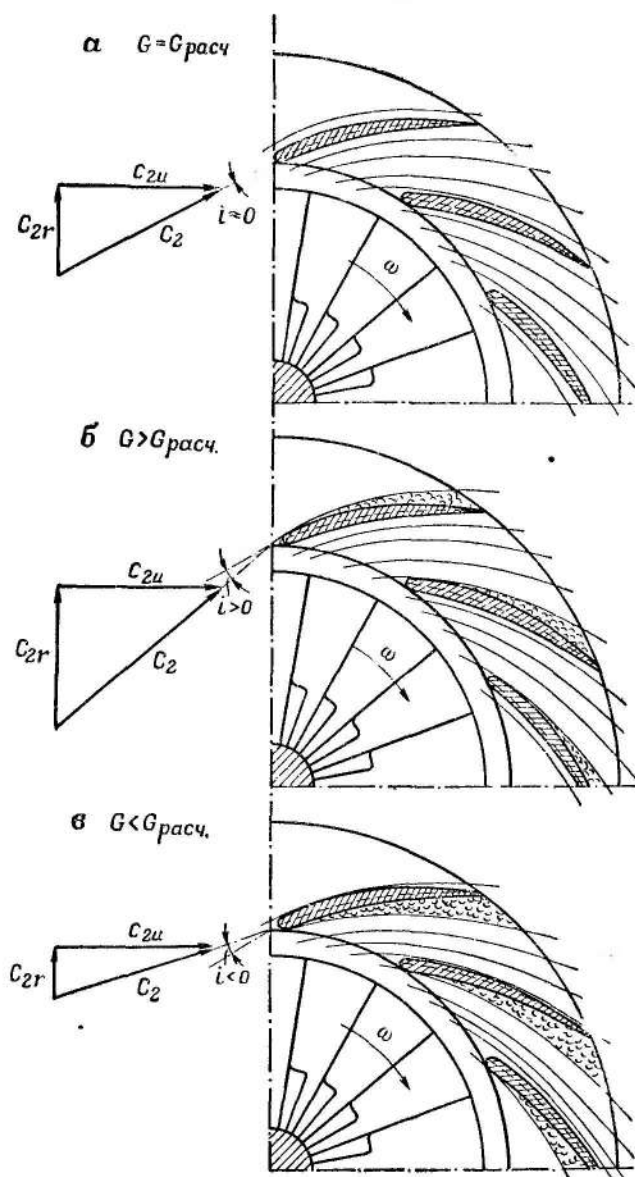


Рис. 67. Течение воздуха в лопаточном диффузоре центробежного компрессора на различных режимах:
 а — расчетный режим; б — расход больше расчетного; в — расход меньше расчетного

В осевом компрессоре помпаж возникает как следствие срыва потока воздуха с лопаток рабочих колес и спрямляющих аппаратов.

Схема обтекания лопаток рабочего колеса и спрямляющего аппарата при значительном увеличении и уменьшении расхода воздуха по сравнению с расчетным изображена на рис. 68 и 69.

При относительном повышении расхода воздуха по сравнению с расчетным (когда осевая скорость увеличивается быстрее, чем окружная) угол β_1 возрастает. Угол набегающего потока на лопатки i становится отрицательным (см. рис. 68). Поток воздуха

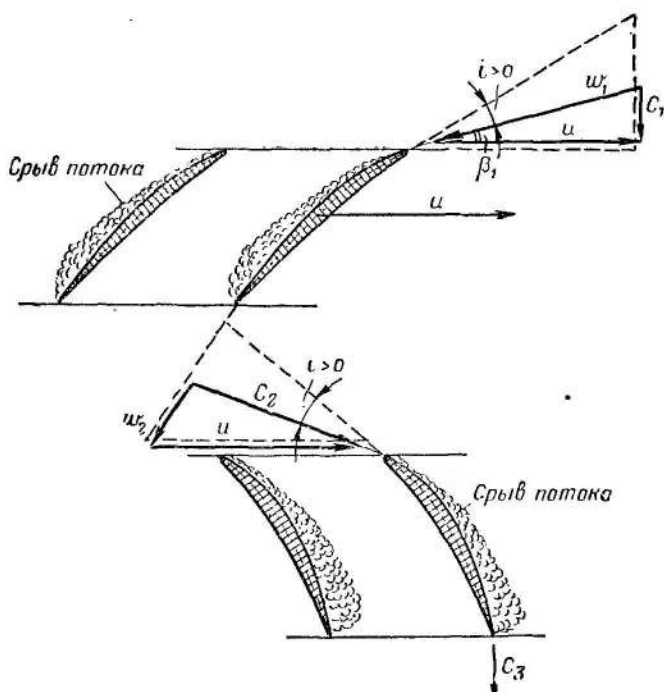


Рис. 69. Обтекание лопаток рабочего колеса и спрямляющего аппарата ступени осевого компрессора при расходе воздуха меньше расчетного

набегает в этом случае на выпуклые поверхности передних кромок лопаток, поэтому возможен срыв его с вогнутых поверхностей. Однако лопатка своей вогнутой поверхностью обращена в сторону движения и на ней всегда бывает повышенное давление, что благоприятствует затуханию срывов.

Помимо этого, перепад давлений на решетке профилей при отрицательных углах набегающего потока весьма мал и даже при наличии срывных зон в этом случае обратные токи воздуха не возникают.

При относительном понижении расхода воздуха по сравнению с расчетным (когда осевая скорость уменьшается быстрее, чем

окружная) угол β_1 становится меньше, чем на расчетном режиме, а угол набегания увеличивается. Поток воздуха теперь набегает на вогнутую поверхность лопаток и поэтому срыв становится возможным с выпуклой поверхности (см. рис. 69).

Необходимо заметить, что канал, образованный лопатками, имеет криволинейную форму. Двигаясь по нему, поток воздуха по инерции стремится оторваться от его выпуклой стороны и прижимается к вогнутой. Поэтому условия для образования срывов с выпуклой стороны оказываются более благоприятными. При достаточно большом отклонении направления потока от расчетного образующиеся срывные зоны становятся значительными, что приводит к нарушению нормального течения воздуха.

Заметим, что в рассматриваемых условиях обтекания, т. е. при больших углах набегания потока воздуха на решетку профилей, на ней возникают значительные перепады давлений. Поэтому возможно выбрасывание воздуха через вихревые полости из зоны высокого давления в зону низкого давления, т. е. в направлении, обратном его движению.

Аналогичную картину образования и развития срыва потока можно наблюдать и в спрямляющих аппаратах (см. рис. 68 и 69).

Из сказанного следует, что источником помпажа у авиадвигателей является компрессор. Появление помпажа возможно при относительно малых расходах, когда возникают сильно развитые срывы струй воздуха в каком-либо элементе компрессора.

Следует отметить, что возникновение срывного режима обтекания на одном элементе компрессора ведет к нарушению нормального течения воздуха и к возникновению срывных явлений в других его элементах.

На поддержание и развитие колебательного процесса, возникающего при помпаже, значительное влияние оказывает также система, на которую работает компрессор, в особенности длина входных и выходных трубопроводов.

В заключение необходимо отметить, что существующие воззрения на физическую природу помпажа не являются вполне завершенными и требуют дальнейшего уточнения.

Условия возникновения помпажа у компрессоров турбореактивных двигателей

У компрессоров, работающих в системе ТРД, помпаж может возникать на режимах, при которых эксплуатационная характеристика в том или ином месте пересекает границу помпажа. Взаимное расположение эксплуатационной характеристики и границы помпажа зависит от типа компрессора, системы, на которую он работает, способа его регулирования и ряда других условий.

Наиболее типичные случаи взаимного расположения эксплуатационной характеристики и границы помпажа у центробежного и осевого компрессоров, работающих в системе ТРД, показаны на

рис. 70. Расчетный режим работы компрессора отмечен на эксплуатационных кривых точкой В.

Как видно из этого рисунка, эксплуатационная кривая вблизи расчетного режима проходит на некотором удалении от границы помпажа. Но по мере отклонения от расчетного режима как в сторону увеличения, так и в сторону уменьшения числа оборотов она приближается к границе помпажа. Точки пересечения последней с эксплуатационной кривой будут соответствовать началу возникновения помпажа в компрессоре ТРД.

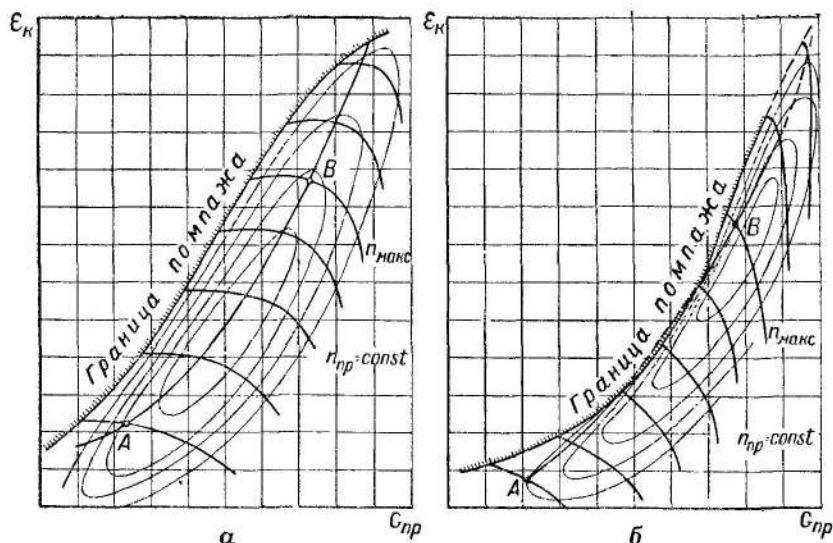


Рис. 70. Взаимное расположение эксплуатационной характеристики и границы помпажа у компрессоров ТРД:

а — центробежный компрессор; б — осевой компрессор

Это в одинаковой мере относится как к осевым, так и к центробежным компрессорам, хотя нужно заметить, что у одноступенчатых центробежных компрессоров с радиальными лопатками, широко применяемых в настоящее время, помпаж при приведенных числах оборотов, меньших расчетных, на равновесных режимах обычно не наблюдается, что объясняется сравнительно невысокими значениями расчетных степеней сжатия этих компрессоров.

Возможность появления помпажа у осевого компрессора при значительном отклонении режима его работы от расчетного можно объяснить следующим образом.

При прохождении через компрессор воздуха его плотность увеличивается, поэтому площади проходных сечений на последних ступенях приходится делать значительно меньшими, чем на первых.

Благодаря такому профилированию проточной части (рис. 71) удастся получить желаемое распределение осевых скоростей воздуха по длине компрессора и оптимальные условия работы для каждой отдельной ступени (в случае одноступенчатого компрессора — для отдельных его элементов).

Нужно заметить, однако, что полного соответствия между площадями проходных сечений и плотностями проходящего через них воздуха можно добиться только на одном расчетном режиме. На нерасчетных режимах будет изменяться отношение плотности воздуха на выходе из компрессора к плотности на входе. При постоянных площадях проходных сечений это приведет к перераспределению осевых скоростей по длине проточной части компрессора и

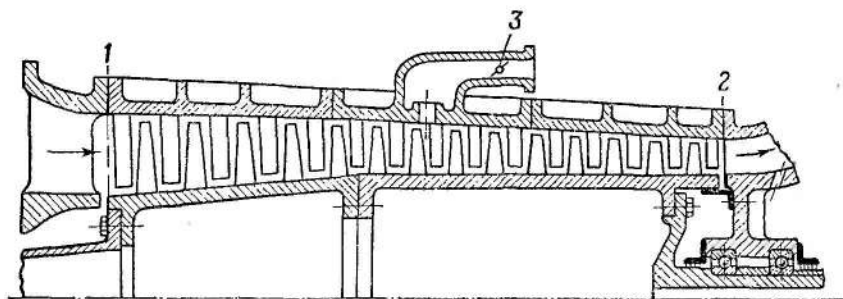


Рис. 71. Схема осевого компрессора с перепуском воздуха из средней ступени в атмосферу:

1 — сечение на входе воздуха в компрессор; 2 — сечение на выходе воздуха из компрессора; 3 — заслонка перепуска воздуха из средней ступени в атмосферу

к значительному отклонению режимов работы первых и последних ступеней (для одноступенчатого компрессора — его элементов, расположенных на входе и выходе) от оптимального.

Рассмотрим вначале условия возникновения помпажа в многоступенчатом осевом компрессоре. Напишем уравнение расхода воздуха для сечений 1—1 и 2—2 (см. рис. 71)

$$G = f_1 c_{1a} \gamma_1 = f_2 c_{2a} \gamma_2.$$

Из этого уравнения получим следующее условие неразрывности течения

$$\frac{\gamma_2 c_{2a}}{\gamma_1 c_{1a}} = \text{const.} \quad (19)$$

Заменив отношение плотностей через отношение давлений по уравнению политропы

$$\frac{\gamma_2}{\gamma_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} = \epsilon_{\kappa}^{\frac{1}{n}},$$

получим

$$\epsilon_{\kappa}^{\frac{1}{n}} \frac{c_{2a}}{c_{1a}} = \text{const.} \quad (20)$$

Это условие показывает, что изменение степени сжатия воздуха в компрессоре обязательно должно сопровождаться соответствующим изменением отношения осевых скоростей (объемных расходов).

При работе компрессора с числом оборотов, меньшим расчетного, его степень сжатия уменьшается. При этом давление и плотность воздуха на последних ступенях понижаются, а на первых несколько повышаются по сравнению с их значениями на расчетном режиме. Это вызывает уменьшение отношения плотностей $\frac{\gamma_2}{\gamma_1}$. Площади проходных сечений на первых и в особенности на последних ступенях оказываются не соответствующими изменившимся плотностям

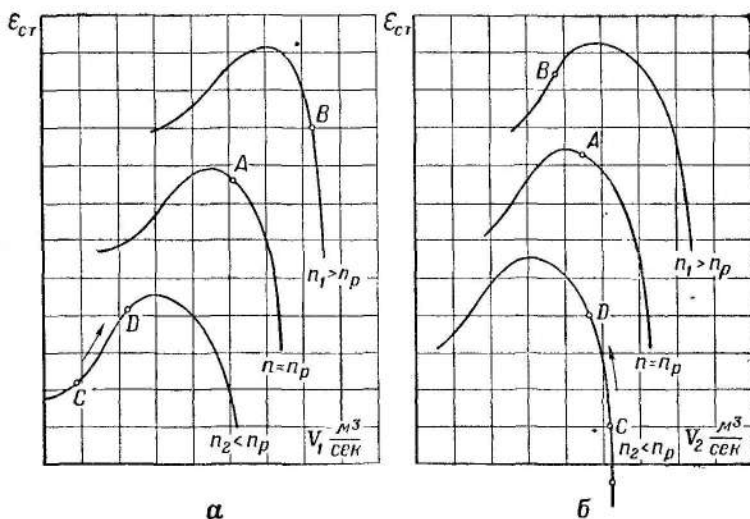


Рис. 72. Характеристики ступеней многоступенчатого осевого компрессора:

a — первая ступень; *б* — последняя ступень

воздуха. Если через первые ступени воздух проходит свободно, то проходные сечения на последних ступенях для воздуха менее плотного становятся слишком тесными. Это приводит, как следует из формул (19) и (20), к увеличению отношения скоростей $\frac{c_{2a}}{c_{1a}}$. По указанной причине объемный расход воздуха на последних ступенях может даже увеличиться, а на первых будет значительно уменьшаться по сравнению с расчетным. Произойдет отклонение режимов работы первых и последних ступеней от расчетного.

Изменение режимов работы первых и последних ступеней нагляднее всего можно проследить по их характеристикам.

На рис. 72, *a* и *б* приведены характеристики первой и последней ступеней многоступенчатого осевого компрессора. Расчетные режимы работы ступеней отмечены на этих характеристиках точ-

ками А. Точки С соответствуют режимам работы компрессора с приведенным числом оборотов, меньшим расчетного.

Последняя ступень, на которой объемный расход воздуха возрастает, переходит на правую ветвь своей характеристики. Поэтому ее степень сжатия и к. п. д. резко падают. При очень значительном отклонении от расчетного режима возможен даже переход одной-двух последних ступеней в область отрицательных напоров. В этом случае воздух в них будет уже не сжиматься, а расширяться. Такой режим работы компрессорных ступеней принято называть турбинным.

Характеристика последней ступени вблизи точки С, как видно из рис. 72, становится почти вертикальной. Вызвано это тем, что по мере роста объемного расхода воздуха его скорости в узких сечениях каналов, образуемых лопатками, постепенно приближаются к скорости звука. Когда скорость потока достигает скорости звука (число M становится равным единице), происходит «запирание» проточной части компрессора на последней ступени. Поэтому дальнейшее увеличение объемного расхода воздуха становится невозможным.

Такое дросселирующее действие последних ступеней приводит к значительному уменьшению объемного расхода воздуха на первых ступенях. Первые ступени переходят на левые ветви своих характеристик, что также сопровождается резким падением их напора и к. п. д. и приводит в конце концов к появлению помпажа.

Характерно, что переход только одной первой ступени на левую ветвь характеристики еще не приводит к появлению помпажа (хотя при испытании изолированной ступени на этих режимах наблюдается помпаж). Помпаж становится ощутимым только тогда, когда на левые ветви характеристик (в неустойчивую зону) переходят несколько ступеней.

Резкое изменение характера течения воздуха в первых и последних ступенях еще до появления помпажа приводит к ухудшению их работы, которое выражается в резком падении степени сжатия и к. п. д. по оборотам, тем более значительном, чем большую степень сжатия имеет компрессор на расчетном режиме. Поэтому у высоконапорных компрессоров характеристики по оборотам оказываются более крутыми, чем у компрессоров низконапорных.

На рис. 73, а и б приведены характеристики двух осевых компрессоров, имеющих различные степени сжатия на расчетном режиме, который принят условно за сто процентов.

Из сравнения этих характеристик видно, что помпаж у высоконапорного компрессора возникает при относительно большем числе оборотов по сравнению с расчетным, чем у низконапорного. Поэтому в системе ТРД осевой компрессор, имеющий высокое значение расчетной степени сжатия, почти во всем диапазоне чисел оборотов, меньших расчетного, работает неустойчиво.

Помпаж у осевого компрессора может возникнуть и в тех случаях, когда его степень сжатия становится значительно больше

расчетной. Это соответствует работе ТРД с большими приведенными числами оборотов.

Увеличение степени сжатия по сравнению с расчетной приводит, как видно из формулы (20), к уменьшению отношения осевых скоростей $\frac{c_{2a}}{c_{1a}}$. Последнее уменьшается главным образом за счет снижения скорости c_{2a} на выходе из компрессора, так как возможное увеличение скорости c_{1a} на входе оказывается не очень значительным.

Это объясняется тем, что допустимая величина скорости воздуха на входе в первую ступень компрессора на расчетном режиме очень велика. Поэтому уже при небольшом возрастании она

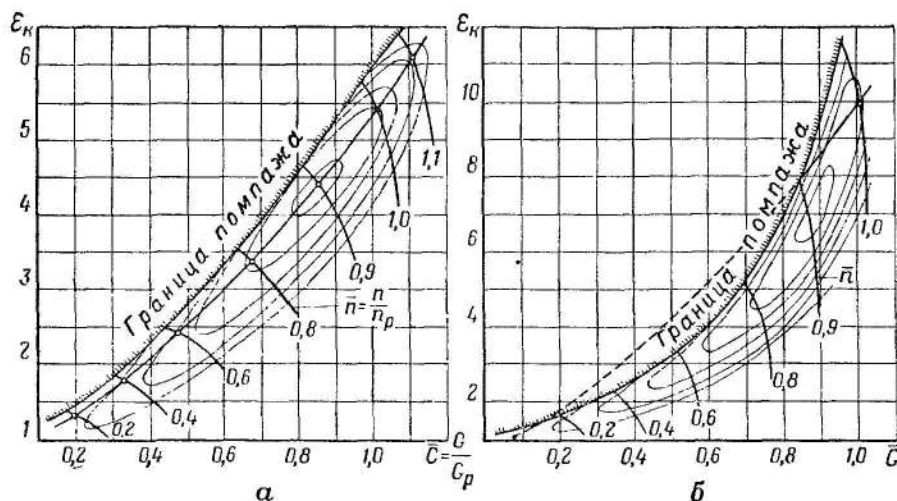


Рис. 73. Характеристики осевых компрессоров с различными степенями сжатия на расчетном режиме:

а — низкая степень сжатия; *б* — высокая степень сжатия

быстро достигает скорости звука, дальнейшее ее увеличение становится невозможным. Начиная с этого момента, первая ступень как бы «запирает» вход в компрессор и приводит к еще более значительному уменьшению осевой скорости и объемного расхода воздуха на последних ступенях.

Указанное обстоятельство может привести к появлению помпажа на последних ступенях.

Нужно заметить, что возникновение помпажа на режимах, при которых степень сжатия значительно превосходит расчетную, является наиболее типичным для центробежных компрессоров.

В этом случае помпаж вызывается появлением срывов потока воздуха на лопаточном диффузоре за счет уменьшения в нем радиальной скорости, а следовательно, и объемного расхода воздуха.

На режимах, соответствующих степеням сжатия, меньшим расчетной, можно было бы ожидать появления помпажа в центробеж-

ном компрессоре из-за возникновения срывов потока воздуха с передних кромок лопаток рабочего колеса. Этого, однако, в эксплуатации не наблюдается, что объясняется низкими расчетными значениями степеней сжатия современных центробежных компрессоров.

Рассмотрим, при каких режимах полета возможно появление помпажа у компрессоров ТРД.

Приведенное число оборотов, как следует из формул (17) и (18), равно

$$n_{\text{пр}} = n \sqrt{\frac{288}{T_H}} = n \sqrt{\frac{288}{T_H + 5 \left(\frac{c_0^2}{100} \right)}}, \quad (21)$$

где T_H — температура на заданной высоте полета.

У центробежных компрессоров помпаж возможен при значительном увеличении приведенного числа оборотов.

Как видно из формулы (21), $n_{\text{пр}}$ будет достигать наибольших значений при максимальном числе оборотов, малых скоростях полета и низких температурах окружающего воздуха. Следовательно, в рассматриваемом случае возникновение помпажа наиболее вероятно зимой при полете на больших высотах с малыми скоростями и с максимальным числом оборотов. Характерным примером такого режима может служить набор высоты.

Чтобы предотвратить помпаж, начавшийся в полете на большой высоте, нужно уменьшить $n_{\text{пр}}$. Уменьшение $n_{\text{пр}}$ может быть достигнуто, как видно из формулы (21), снижением числа оборотов двигателя, увеличением скорости полета и уменьшением высоты полета (увеличением температуры T_H).

У осевых компрессоров опасными с точки зрения появления помпажа являются такие режимы, на которых приведенное число оборотов значительно уменьшается. Как видно из формулы (21), уменьшение $n_{\text{пр}}$ возможно при полете с большими скоростями или при значительном снижении числа оборотов.

Регулирование компрессоров турбореактивных двигателей

Регулирование компрессоров ТРД применяется для надлежащего изменения режима работы двигателя, предотвращения помпажа, а также для улучшения работы компрессора на нерасчетных режимах.

Регулирование центробежных компрессоров ТРД в процессе их эксплуатации осуществляется обычно только изменением числа оборотов. Другие способы регулирования (например, изменение проходных сечений) применяются очень редко. Следует указать лишь на возможность перепуска воздуха из компрессора в атмосферу с целью устранения помпажа при больших приведенных оборотах, а также на целесообразность применения в некоторых случаях поворотных лопаток диффузора с целью улучшения его работы на нерасчетных режимах.

Эксплуатация высоконапорных осевых компрессоров ТРД без специальных регулирующих устройств в ряде случаев оказывается вообще невозможной из-за появления помпажа в широком диапазоне чисел оборотов, меньших расчетных. В этом случае регулирование требуется в первую очередь для обеспечения запуска двигателя и вывода его на расчетный режим, а также для улучшения приемистости.

Одним из наиболее простых способов, обеспечивающих выход высоконапорного компрессора на расчетный режим, является перепуск воздуха из одного или нескольких сечений в атмосферу или на вход в компрессор.

Схема компрессора с перепуском воздуха из средней ступени в атмосферу изображена на рис. 71.

Перепуск воздуха заметно увеличивает объемный расход через первые ступени, которые при пониженных числах оборотов работают на левых ветвях своих характеристик. В результате этого удается вывести их из зоны неустойчивой работы, а также увеличить степень сжатия и к. п. д. Как видно из рис. 72, *а*, первая ступень компрессора переходит в этом случае с режима, отмеченного точкой *С*, на режим, соответствующий точке *Д*.

Повышение степени сжатия первых ступеней вызывает увеличение давления и плотности воздуха на последних ступенях, которые работают на правых ветвях характеристик (вблизи режима нулевого напора). В связи с этим объемный расход воздуха на последних ступенях уменьшается, и они также переходят на режимы, соответствующие более высоким значениям степеней сжатия и к. п. д. В частности, последняя ступень, как видно из рис. 72, *б*, переходит на режим, отмеченный точкой *Д*, что сопровождается значительным повышением ее степени сжатия.

Таким образом, перепуск воздуха не только устраняет помпаж на оборотах меньших, чем расчетные, но и позволяет также повысить степень сжатия и адиабатический к. п. д. компрессора на нерасчетных режимах.

Регулирование осевого компрессора может быть также осуществлено путем поворота лопаток направляющих аппаратов одной или нескольких ступеней.

Теоретически поворотом всех направляющих аппаратов каждую ступень можно приспособить к новым условиям обтекания и приблизить тем самым ее работу к расчетному режиму.

Чтобы рассмотреть, каким образом это достигается, обратимся к рис. 74 и 75.

На рис. 74 показано, как изменяется режим обтекания рабочих лопаток, в случае если направляющий аппарат остается неподвижным, а осевые составляющие скоростей изменяются. Направление потока воздуха на выходе из направляющего аппарата практически сохраняется неизменным, поэтому, как показано на рис. 74, изменяется угол его набегания на лопатки колеса. Случай *а* соответствует обтеканию лопаток рабочего колеса на расчетном ре-

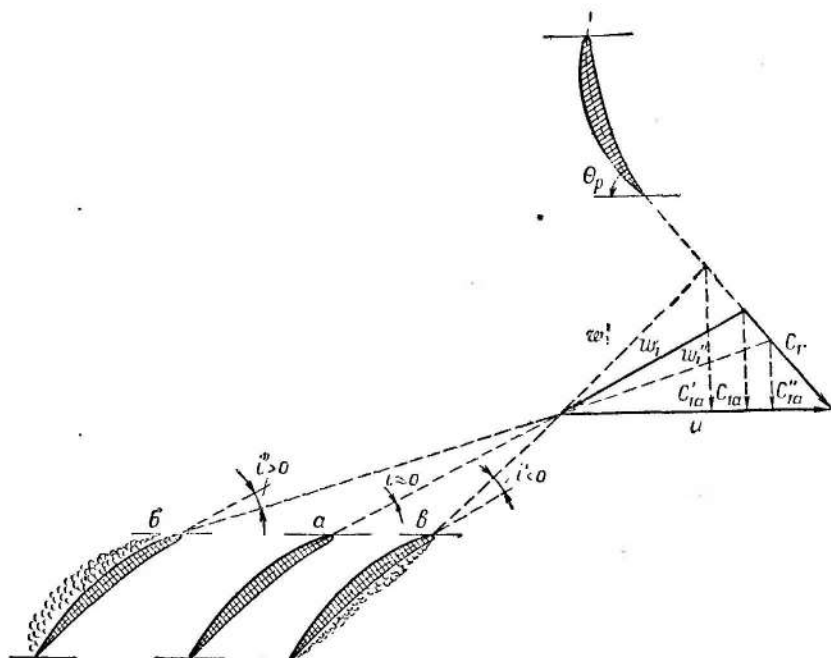


Рис. 74. Изменение скорости входа воздуха в рабочее колесо осевого компрессора на различных режимах при неподвижном направляющем аппарате:
а — расчетный режим; б — расход меньше расчетного; в — расход больше расчетного

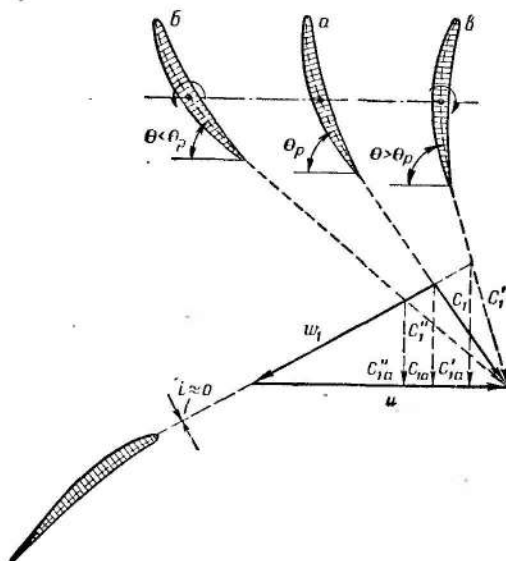


Рис. 75. Изменение скорости входа воздуха в рабочее колесо осевого компрессора на разных режимах при регулируемом направляющем аппарате:
а — расчетный режим; б — расход меньше расчетного; в — расход больше расчетного

жиме, случай *б* — при объемном расходе, меньшем расчетного, случай *в* — при объемном расходе, превышающем расчетный.

Из рис. 75 видно, что с помощью поворота направляющих лопаток можно добиться (за счет соответствующего изменения направления потока воздуха), сохранения оптимального режима работы лопаток при изменении объемного расхода воздуха.

Однако одновременный поворот всех направляющих лопаток приводит к значительному конструктивному усложнению компрессора, в чем нет надобности, поскольку режимы работы средних ступеней мало отклоняются от расчетного. Достаточно ограничиться поворотом направляющих аппаратов лишь нескольких первых и последних ступеней (одной-двух).

Поворотом направляющих аппаратов первых ступеней на оборотах меньше расчетных можно уменьшить углы набегания потока на лопатки и тем самым сдвинуть границу помпажа в область меньших расходов. Поворотом направляющих аппаратов последних ступеней можно устранить режим запираания. На оборотах больше расчетных функции поворотных лопаток первых и последних ступеней поменяются местами.

В ряде случаев известного эффекта в регулировании осевого компрессора можно добиться применением только одного направляющего аппарата, расположенного на входе в компрессор. Это объясняется тем, что именно на первой ступени чаще всего возникает помпаж. Помимо этого, задание параметров воздуха на входе в первую ступень является определяющим для работы всех остальных ступеней.

В заключение заметим, что необходимость регулирования осевого компрессора значительно усложняет его конструкцию и вводит ряд эксплуатационных неудобств. Это становится особенно обременительным при очень высоких степенях сжатия компрессоров, когда может потребоваться применение одновременно перепуска воздуха в нескольких сечениях и поворотах лопаток для нескольких ступеней. В таких случаях целесообразно применять двухвальные компрессоры, т. е. два последовательно расположенных компрессора, каждый из которых имеет независимый привод от собственной турбины (рис. 76).

Наряду с другими преимуществами, которых мы здесь касаться не будем, такой компрессор значительно лучше работает на нерас-

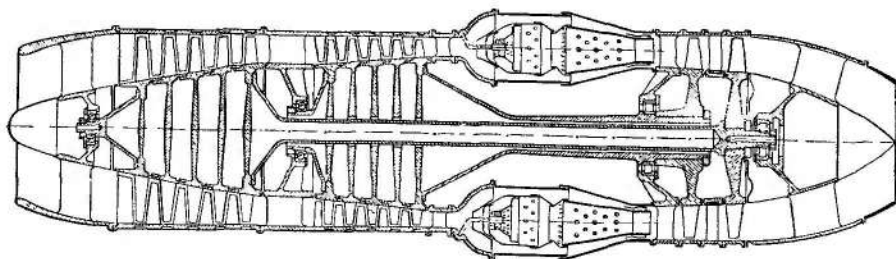


Рис. 76. Схема ТРД с двумя последовательно расположенными компрессорами

четных режимах и не требует (до определенных степеней сжатия) специального регулирования.

В этом случае один высоконапорный компрессор заменяется двумя компрессорами с меньшей напорностью, имеющими более благоприятные характеристики. При запуске и выходе на режим второй компрессор будет быстрее набирать обороты, чем первый. Это объясняется тем, что на пониженных режимах расширение газа в турбине происходит почти полностью в ее первой ступени и мощность, развиваемая на первой ступени турбины, оказывается намного большей, чем на второй *. В результате этого первый компрессор будет работать при относительно большом расходе воздуха (за счет просасывания через него воздуха вторым компрессором) и с относительно меньшим числом оборотов. В таких условиях на первых ступенях компрессора помпажа не будет.

* Подробнее об этом см. «Характеристики авиационной газовой турбины» (стр. 126).



*Доцент, кандидат технических наук
инженер-майор Л. П. АЛЕКСЕЕВ*

УСТРОЙСТВО И РАБОТА АВИАЦИОННОЙ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ ТРД

Газовая турбина представляет собой машину-двигатель, в которой тепловая и кинетическая энергия газа, протекающего через нее, частично преобразуется в механическую работу с помощью вращающегося лопаточного аппарата. По сравнению с двигателями других типов газовая турбина имеет ряд преимуществ, основные из которых — простота и надежность конструкции, высокий к. п. д., возможность получения больших мощностей в одном агрегате при сравнительно малом весе и габаритах. Эти качества газовой турбины обусловили ее широкое применение в ТРД и ТВД для привода компрессора, винта и вспомогательных агрегатов.

Схема и принцип действия газовой турбины

В авиации широко применяется осевая одноступенчатая газовая турбина, принципиальная схема которой приведена на рис. 77. Основными элементами ее являются сопловой аппарат *а* и рабочее колесо *б*. Сопловой аппарат представляет собой неподвижный ряд лопаток, расположенных радиально между двумя соосными цилиндрическими обечайками. Колесо турбины состоит из диска, на ободе которого расположены рабочие лопатки. Рабочее колесо крепится к валу турбины и вместе с ним образует вращающуюся часть — ротор турбины.

К турбине подводится газ, предварительно сжатый в компрессоре и подогретый в камере сгорания. Проходя через турбину, газ расширяется, совершая при этом работу. Работа расширения газа частично преобразуется на вращающихся рабочих лопатках в механическую работу на валу турбины, а частично идет на увеличение кинетической энергии газа и на преодоление различного рода потерь.

На рис. 77 показаны основные размеры турбины (h — высота лопатки, D_{cp} — средний диаметр турбины) и график изменения скорости и параметров состояния газа: давления p и температуры T по тракту турбины. Характерные сечения газового тракта турбины

на графике обозначены: на входе в сопловой аппарат турбины $Z-Z$, на выходе из соплового аппарата $1-1$ и на выходе из рабочего колеса $2-2$. Параметрам газа в различных сечениях присвоены индексы в соответствии с нумерацией сечений.

Рассмотрим изменение скорости и параметров состояния газа на различных участках турбины, а также механизм получения работы газа на лопатках колеса. Для этого разрежем лопатки турбины цилиндрической поверхностью, ось которой совпадает с осью турбины, и затем развернем это сечение на плоскость. На рис. 78 показаны полученные таким образом сечения соплового аппарата в виде неподвижного ряда лопаток и рабочих лопаток, движущихся относительно первых со скоростью, равной окружной скорости на радиусе сечения. На входе в сопловой аппарат поток газа движется в осевом направлении со скоростью, достигающей до 200 м/сек. Давление перед турбиной определяется степенью сжатия воздуха в двигателе, температура в случае неохлаждаемых лопаток не превосходит 850—900° С.

Лопатки соплового аппарата, как видно на рис. 78, образуют криволинейные каналы, сужающиеся от сечения $Z-Z$ к сечению $1-1$ ($f_z > f_1$), поэтому течение газа на этом участке сопровождается падением давления и соответствующим увеличением скорости (до 500—

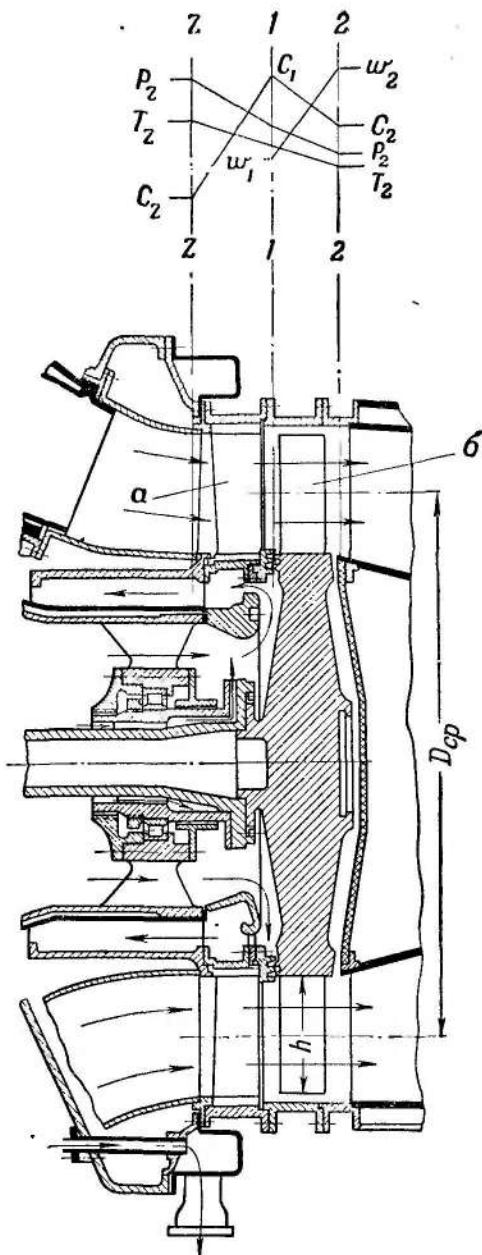


Рис. 77. Схема осевой одноступенчатой газовой турбины;

a — сопловой аппарат; b — рабочее колесо.

650 м/сек). Температура газа при этом падает. Направление потока на выходе из соплового аппарата определяется направлением выходных кромок сопловых лопаток и составляет с плоскостью вращения колеса угол α_1 . В турбинах ТРД α_1 равно 22—32° на среднем радиусе. Таким образом, в сопловом аппарате поток поворачивается и одновременно происходит частичное преобразование энергии давления в кинетическую энергию вытекающей струи.

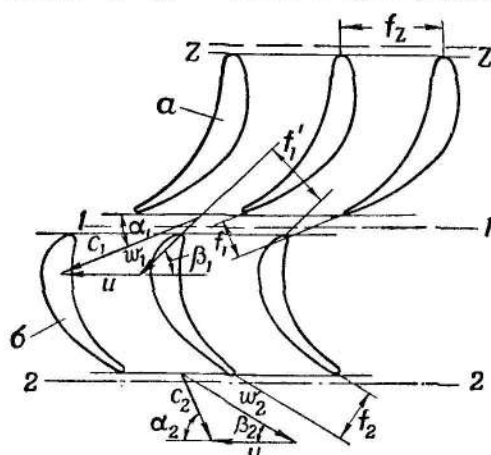


Рис. 78. Треугольники скоростей газа в газовой турбине:

a — сопловый аппарат; b — рабочее колесо

Рассмотрим течение газа относительно движущихся рабочих лопаток. Для этого разложим абсолютную скорость газа c_1 на две составляющие, из которых одна равна окружной скорости u . Очевидно, что вектор w_1 , равный геометрической разности абсолютной скорости истечения c_1 и окружной скорости u , определяет скорость движения газа относительно рабочих лопаток. Как видно из рис. 78, величина и направление относительной скорости w_1 зависят при данной

скорости истечения c_1 от окружной скорости u . В турбинах ТРД окружная скорость на среднем радиусе равна 300—350 м/сек.

Во избежание ударного входа потока в колесо на расчетном режиме необходимо, чтобы направление входных кромок рабочих лопаток совпадало с направлением относительной скорости w_1 (угол β_1). Лопатки рабочего колеса тоже образуют сужающиеся каналы. Уменьшение проходных сечений межлопаточных каналов рабочего колеса так же, как и в случае соплового аппарата, обеспечивается соответствующим профилированием лопаток и тем, что угол между направлением кромок лопаток и плоскостью колеса на выходе меньше, чем на входе ($\beta_2 < \beta_1$).

В рабочем колесе газ продолжает расширяться; при этом относительная скорость движения газа увеличивается, а его температура падает.

Скорость газа в абсолютном движении за колесом c_2 определится как векторная сумма относительной скорости w_2 и окружной скорости u . Следует отметить, что скорость c_2 значительно меньше скорости c_1 . Это объясняется тем, что часть кинетической энергии, приобретенной газом при его расширении в сопловом аппарате, используется для вращения колеса.

Лопатки соплового аппарата и рабочего колеса, обтекаемые потоком газа, находятся под действием гидравлических сил давлений и трения, возникающих на их поверхности.

Результирующая этих сил для одной лопатки и есть усилие, развиваемое потоком газа на каждой лопатке. Окружные составляющие усилий на лопатках колеса создают крутящий момент на валу турбины.

На рис. 79 показано распределение давлений по контуру турбинной лопатки: на вогнутой части лопатки образуется повышенное давление, а на выпуклой — пониженное. Такое распределение давлений является результатом изменения направления скорости потока, а также реактивного воздействия на лопатку, возникающего из-за увеличения скорости в относительном движении. Величина окружного усилия на рабочих лопатках P_u может быть подсчитана по изменению количества движения газа в колесе в окружном направлении:

$$P_u = \frac{G}{g} \Delta w_u$$

где $\Delta w_u = w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2$ — сумма окружных составляющих относительных скоростей газа на входе и выходе из колеса (см. рис. 78).

Очевидно, что работа 1 кг газа на окружности колеса определяется по формуле

$$L_{э.т} = \frac{u}{g} \Delta w_u$$

а мощность, развиваемая турбиной, равняется

$$N_{э.т} = \frac{P_u u}{75} = \frac{G L_{э.т}}{75}.$$

Перепады давлений, превышающие критический перепад, могут быть реализованы в соплах, имеющих на выходе расширяющийся участок. Однако такие сопла хорошо работают только на расчетном режиме, а при переходе на другие режимы потери в них резко возрастают. Поэтому в авиационных турбинах, в которых перепады давлений в зависимости от числа оборотов двигателя меняются значительно, применяют обычно сужающиеся сопла, одинаково удовлетворительно работающие почти на всех режимах.

Вследствие того, что выходное сечение составляет с осью канала острый угол, турбинные сопла имеют так называемый косой срез (треугольник ABC на рис. 80). Наличие косого среза дает возможность получать сверхзвуковые скорости на выходе из соплового аппарата.

На рис. 80 показана схема течения газа в косом срезе при перепаде давлений, превышающем критический. В узком сечении сопла (сечение АВ) устанавливается критическое давление, а ско-

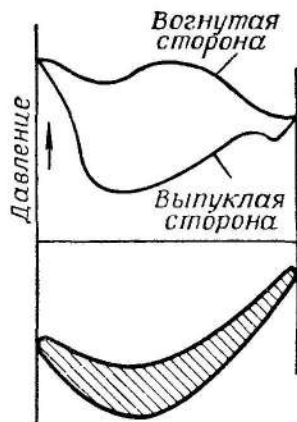


Рис. 79. Распределение давлений по контуру турбинной лопатки

рость потока равна местной скорости звука. В косом срезе давление продолжает падать, а скорость увеличиваться; при этом увеличение площади струи происходит за счет возрастания угла направления потока ($\alpha_1 > \alpha_{1к}$). В авиационных турбинах перепады давлений в сопловом аппарате и в рабочем колесе обычно не превышают критического перепада. Если заданный перепад давлений не может быть сработан достаточно эффективно в одной ступени, турбину делают многоступенчатой (несколько ступеней, расположенных последовательно одна за другой). Мощность, получаемая в каждой ступени, передается на общий вал турбины.

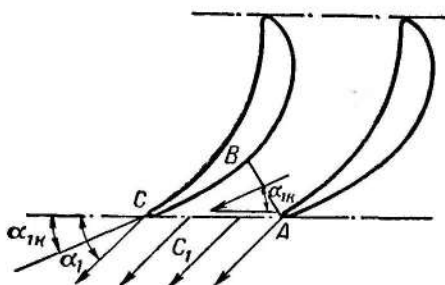


Рис. 80. Схема течения газа в косом срезе на выходе из лопаток турбины

Снижение перепада давлений в ступени приводит к уменьшению скорости в лопаточных аппаратах и потерь в них. Вследствие этого с увеличением числа ступеней к. п. д. турбины возрастает.

Чтобы преобразование работы расширения газа в работу на окружности колеса происходило достаточно эффективно, лопатки должны иметь определенный профиль. Так, в случае $D_{ср} = \text{const}$ и $h = \text{const}$ (см. рис. 77) профилирование лопаточных аппаратов должно обеспечить отсутствие радиальных перетеканий в осевом зазоре и за колесом, так как они вызывают дополнительные потери на вихреобразование, отрыв струи и т. д. Возможность радиального перетекания газа обусловлена тем, что газ вследствие вращения вокруг оси турбины находится под действием центробежных сил, отбрасывающих его к периферии колеса.

Для устранения радиального перетекания газа в зазоре действие центробежных сил необходимо уравновесить разностью статических давлений газа по высоте лопатки, т. е. давление газа в зазоре должно возрастать к периферии. Это достигается за счет различного распределения перепада давления между сопловым аппаратом и рабочим колесом по высоте лопатки.

Очевидно, что при этом скорость и температура газа по высоте лопатки в одном и том же сечении также меняются. Непостоянство параметров состояния газа, скорости истечения c_1 и окружной скорости вдоль радиуса, приводит к тому, что треугольники скоростей также меняются вдоль лопатки, при этом в общем случае и работа газа на различных радиусах оказывается неодинаковой.

В турбинах с относительно короткими лопатками изменение окружной скорости по высоте лопаток невелико и потому обычно не учитывается, а параметры состояния газа и треугольники скоростей, соответствующие течению газа на среднем радиусе турбины, принимаются за «средние значения» для всего количества газа, проте-

кающего через ступень. В этих турбинах лопатки делают прямыми с постоянным по высоте профилем.

Если лопатки имеют относительно большую длину, расчет по среднему радиусу в общем случае может привести к большим погрешностям, поскольку параметры газа и треугольники скоростей существенно меняются по радиусу. Вместе с тем во избежание больших потерь необходимо добиваться соответствия формы лопаток и треугольников скоростей на каждом радиусе. Это достигается за счет применения «крученых» лопаток, которые характеризуются тем, что различные сечения их по высоте сдвинуты друг относительно друга на некоторый угол, при этом профиль лопаток от сечения к сечению также меняется.

На рис. 81 показаны треугольники скоростей и сечения лопаток соплового аппарата *а* и рабочего колеса *б* у корня (пунктирные линии) и на периферии.

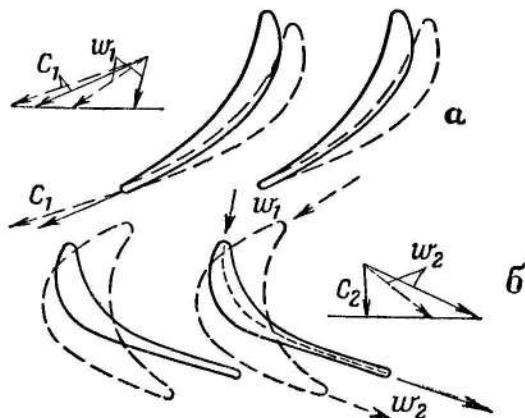


Рис. 81. Сечения лопаток турбины у корня (пунктир) и на периферии:

а — сопловой аппарат; *б* — рабочее колесо

В процессе работы турбинные лопатки испытывают действие высоких термических и механических нагрузок, поэтому для них применяются специальные жаростойкие и жаропрочные сплавы. Для обеспечения надежности работы турбины необходимо охлаждение отдельных ее элементов. В современных ТРД охлаждение турбин, как правило, производится воздухом, отбираемым из компрессора.

Уравнение сохранения энергии

Полная энергия газа на входе в турбину определяется как сумма теплосодержания газа и его кинетической энергии. Для 1 кг газа эта энергия равна

$$c_p T_z + \frac{c_z^2}{2g} A.$$

В турбине часть энергии газа расходуется на вращение рабочего колеса и на теплообмен газа с окружающей средой через кожух турбины. Вычитая из полной энергии газа $c_p T_z + \frac{c_z^2}{2g} A$ энер-

гию, затраченную 1 кг газа на вращение турбинного колеса $AL_{э.т}$ и теплообмен с окружающей средой $Q_{вн}$ кал/кг, получим полную энергию газа за турбиной, также состоящую из его теплосодержания $c_p T_2$ и кинетической энергии $A \frac{c_2^2}{2g}$, т. е.

$$c_p T_z + A \frac{c_z^2}{2g} - AL_{э.т} - Q_{вн} = c_p T_2 + A \frac{c_2^2}{2g}. \quad (22)$$

Как показывает опыт, теплообмен с внешней средой, если лопатки турбины специально не охлаждаются, составляет небольшую величину. Объясняется это тем, что расход газа через турбину большой, а поверхности, ограничивающие турбину, малы. Поэтому величиной $Q_{вн}$ обычно пренебрегают.

Уравнение (22) показывает, что в этом случае теплоперепад в турбине $c_p (T_z - T_2)$ равен сумме эффективной работы $AL_{э.т}$ и изменения кинетической энергии $A \frac{c_2^2 - c_z^2}{2g}$.

Уравнение Бернулли

Для процесса расширения газа в турбине уравнение Бернулли имеет вид

$$L_{п.т} = L_{э.т} + L_{г.т} + \frac{c_2^2 - c_z^2}{g}. \quad (23)$$

Из уравнения (23) следует, что политропическая работа расширения газа идет на создание эффективной работы на валу турбины, преодоление гидравлических сопротивлений и увеличение кинетической энергии газа.

Графическое изображение процесса расширения газа в турбине в координатах $p - v$

На диаграмме (рис. 82) по вертикальной оси отложено давление газа p , а по горизонтальной — удельный объем газа v . Точка z характеризует состояние газа на входе в турбину. Линия $z - z'$ изображает идеальный процесс расширения газа от p_z до p_2 по адиабате, т. е. при условии, что потери на трение в турбине равны нулю и теплообмен с внешней средой отсутствует.

В реальной машине процесс расширения газа сопровождается потерями: соответствующая кривая изменения состояния газа (политропа) пойдет более полого, чем адиабата. Кривая $z - 2$ показывает, как изменяется состояние газа в действительном процессе расширения газа в турбине. Точка 1 характеризует действительное состояние газа на выходе из соплового аппарата, а точка 2 — на выходе из рабочих лопаток турбины.

Более пологий вид кривой действительного процесса расширения по сравнению с адиабатой объясняется тем, что в действительном процессе расширения газ подогревается за счет тепла, выделяемого в результате работы сил трения, вследствие чего при одном и том же давлении удельный объем газа будет больше, чем в идеальном адиабатическом процессе.

Политропическая работа газа в процессе расширения, так же как и в процессе сжатия, определяется на диаграмме в координатах $p-v$ площадью, расположенной влево от кривой процесса расширения, т. е. $L_{п.т} = S_{az2'}$.

При $n = k$ (идеальный процесс расширения) политропическая работа расширения превращается в адиабатическую $L_{ад.т} = S_{az2'}$. В этом случае согласно уравнению Бернулли $L_{ад.т} = L_{э.т} + \frac{c_2^2 - c_z^2}{2g}$,

т. е. вся работа расширения газа идет на совершение эффективной работы $L_{э.т}$ и на увеличение кинетической энергии. Сумму $L_{э.т} + \frac{c_2^2 - c_z^2}{2g}$ условимся называть полезной энергией.

В действительном процессе расширения $L_{п.т} > L_{ад.т}$. Физически это объясняется тем, что газ подогревается за счет тепла, выделяющегося в результате работы сил трения, и его работоспособность увеличивается. Однако полезная энергия, определяемая согласно уравнению Бернулли как разность политропической работы и потерь на трение, будет меньше, чем располагаемая адиабатическая работа.

Действительно, при отсутствии теплообмена

$$L_{п.т} - L_{r.т} = L_{э.т} + \frac{c_2^2 - c_z^2}{2g} = \frac{k}{k-1} R (T_z - T_2).$$

На диаграмме в координатах $p-v$ величина $\frac{k}{k-1} R (T_z - T_2)$ определится площадью S_{azdc} , где точка d является пересечением адиабаты, проходящей через точку z , и изотермы, проходящей через точку 2. Разности теплосодержаний $c_p (T_z - T_{2'}) = H_u$ и $c_p (T_z - T_2) = h$ принято называть соответственно адиабатическим и действительным теплоперепадами в турбине. Аналогично различают адиабатический и действительный теплоперепады в сопловом аппарате (H_c и h_c) и в рабочем колесе (H_n и h_n). Величина теплоперепада при заданной температуре T_z определяется перепадом давлений $\frac{p_z}{p_2}$.

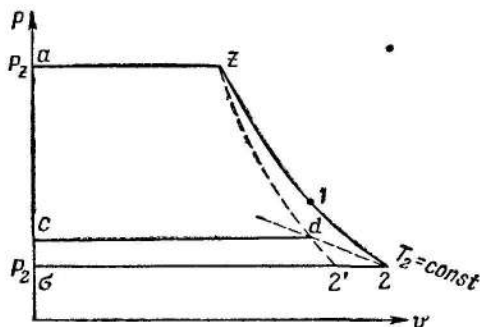


Рис. 82. Графическое изображение процесса расширения газа в турбине в координатах $p-v$

Распределение теплоперепада, а следовательно, и перепада давлений в турбине между сопловым аппаратом и рабочим колесом характеризуется степенью реактивности

$$\rho = \frac{H_{\text{л}}}{H},$$

где
$$H = c_p (T_z - T_{2'}) + \frac{c_z^2}{2g} A.$$

Если давления до и после колеса одинаковы ($p_1 = p_2$), то $H_{\text{л}} = 0$ и соответственно $\rho = 0$. Такие турбины называются активными. Если $\rho > 0$, турбины называются реактивными. В авиации применяются реактивные турбины как более экономичные. Турбины ТРД имеют на среднем радиусе степень реактивности $\rho = 0,35-0,45$.

Согласно уравнению сохранения энергии максимально возможная величина эффективной работы турбины теоретически будет при адиабатическом процессе расширения и при $c_2 = 0$, т. е.

$$L_{\text{э.т. макс}} = \frac{1}{A} c_p (T_z - T_{2'}) + \frac{c_z^2}{2g}.$$

Поэтому величина $\frac{1}{A} H$ называется располагаемой работой, а разность теплосодержаний $c_p (T_z^* - T_{2'}) = H$, где $c_p T_z^* = c_p T_z + A \frac{c_z^2}{2g}$ — теплосодержанием адиабатически заторможенного газового потока перед турбиной, располагаемым теплоперепадом. В действительности эффективная работа из-за потерь в турбине значительно меньше располагаемой.

Потери в турбине и ее к. п. д.

Потери в турбине складываются из потерь в сопловом аппарате, рабочем колесе и потерь с выходной скоростью.

Рассмотрим потери в сопловом аппарате. Расширение газа в сопловом аппарате сопровождается потерями, вызванными трением частиц газа между собой, о стенки лопаток и поверхности, ограничивающие лопатки по высоте, на отрыв струи от стенок лопаток и др. Поэтому в действительном процессе скорость газа на выходе из соплового аппарата будет меньше, чем в идеальном адиабатическом процессе. Потери в сопловом аппарате обычно оцениваются с помощью коэффициента скорости

$$\varphi = \frac{c_1}{c_{1\text{ ад}}},$$

где c_1 — действительная скорость газа на выходе из соплового аппарата;

$c_{1\text{ ад}}$ — скорость истечения газа из соплового аппарата в идеальном адиабатическом процессе.

Уменьшение кинетической энергии газа в сопловом аппарате вследствие потерь составит

$$\Delta L_{\text{СА}} = \frac{1}{2g} c_{1\text{ ад}}^2 (1 - \varphi^2),$$

т. е. чем больше скорость истечения газа из соплового аппарата, тем больше потери в нем. В турбинах ТРД ($\varphi = 0,96-0,98$ и $\rho = 0,35-0,5$ на среднем радиусе) потери в сопловом аппарате составляют 3—4% от располагаемой работы.

Потери в рабочем колесе могут быть разделены на две группы: потери в рабочих лопатках и потери, вызванные наличием радиального зазора между рабочими лопатками и кожухом турбины. Потери в рабочих лопатках вызваны теми же причинами, что и потери в сопловом аппарате. Если бы в рабочем колесе не было никаких потерь, то относительная скорость на выходе из рабочего колеса была бы $w_{2\text{ад}}$, а кинетическая энергия $\frac{w_{2\text{ад}}^2}{2g}$.

Вследствие потерь действительная скорость w_2 и кинетическая энергия $\frac{w_2^2}{2g}$ меньше их теоретических значений; потеря энергии в колесе равна

$$\Delta L_k = \frac{w_{2\text{ад}}^2}{2g} (1 - \psi^2),$$

где $\psi = \frac{w_2}{w_{2\text{ад}}}$ — коэффициент скорости в рабочем колесе, равный 0,97—0,96.

Чем больше степень реактивности, тем больше скорость и тем больше потери в рабочем колесе. При неизменной степени реактивности и скорости истечения c_1 уменьшение окружной скорости приводит к возрастанию потерь в рабочих лопатках. Это объясняется увеличением скорости w_1 (а следовательно, и w_2 , см. рис. 78), а также уменьшением коэффициента скорости ψ вследствие увеличения угла поворота потока в колесе.

Потери в радиальном зазоре объясняются тем, что часть газа проходит через радиальный зазор, не совершая работы на лопатках колеса. Кроме того, из-за разности давлений по обе стороны лопатки происходит перетекание газа через радиальный зазор из одного канала в другой, что также уменьшает работу на окружности колеса. Суммарные потери в рабочем колесе реактивной турбины на расчетном режиме составляют 3—4% от располагаемой работы.

Разберем потери с выходной скоростью. Газ после рабочих лопаток имеет абсолютную скорость c_2 и обладает кинетической энергией $\frac{c_2^2}{2g}$. Очевидно, что эта кинетическая энергия не используется на вращение рабочего колеса и с этой точки зрения является потерянной. Величина ее определяет потери с выходной скоростью. Они тем больше, чем больше скорость c_2 . Величина скорости за турбиной c_2 зависит главным образом (при заданной степени реактивности) от отношения $\frac{u}{c_1}$. Скорость c_2 будет наименьшей в том случае, когда она направлена вдоль оси турбины (см. рис. 78). Каждому значению ρ соответствует свое оптимальное

значение $\frac{u}{c_1}$, при котором скорость c_2 , а следовательно, и кинетическая энергия $\frac{c_2^2}{2g}$ будут минимальными.

Для турбины с $\rho \approx 0,5$ оптимальное значение $\left(\frac{u}{c_1}\right)_{\text{опт}}$ равно $\cos \alpha_1$, при этом потери с выходной скоростью составляют 6—10% от располагаемой работы. При отклонении $\frac{u}{c_1}$ от $\left(\frac{u}{c_1}\right)_{\text{опт}}$ эти потери резко возрастают. В турбинах ТРД величина $\frac{u}{c_1}$ выбирается из условия получения высокого $\eta_{\text{в.т}}$ больше значения $\left(\frac{u}{c_1}\right)_{\text{опт}}$, вследствие чего потери с выходной скоростью в одноступенчатых турбинах достигают 20% и более. В многоступенчатых турбинах ТРД относительные потери с выходной скоростью значительно меньше. Рассмотренные выше потери в турбине являются основными. Потери на трение диска турбины о газ при больших расходах газа обычно невелики и ими можно пренебречь.

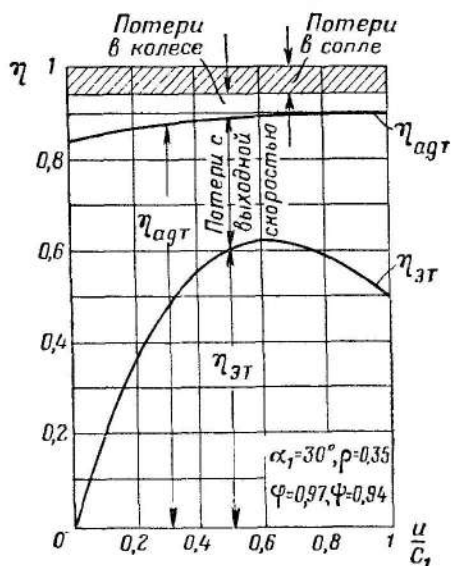


Рис. 83. Зависимость потерь и к. п. д. турбины от отношения $\frac{u}{c_1}$

Совершенство газовой турбины как лопаточной машины оценивается эффективным и адиабатическим коэффициентами полезного действия.

Эффективным к. п. д. называется отношение эффективной ра-

боты на валу турбины к располагаемой, т. е. $\eta_{э, \tau} = A \frac{L_{э, \tau}}{H} =$
 $= 1 - \frac{\Delta L_{CA} + \Delta L_{\kappa} + \frac{c_2^2}{2g}}{H \frac{1}{A}}$. Он показывает, какую часть от располагаемой

работы расширения газа составляет эффективная работа на валу турбины, и учитывает все гидравлические потери в турбине, а также потери с выходной скоростью. Эффективный к. п. д. одноступенчатой авиационной турбины равен примерно 0,7. Сравнительно низкий эффективный к. п. д. одноступенчатой турбины объясняется тем, что значительная часть располагаемой работы расширения идет на увеличение скорости газов, которая на выходе из турбины достигает 350 м/сек и более. Многоступенчатые турбины, в которых относительные потери с выходной скоростью значительно меньше, имеют более высокий $\eta_{э, \tau}$.

В стационарных установках кинетическая энергия газа на выходе из турбины обычно не используется, и поэтому для получения высокого $\eta_{э, \tau}$ стараются уменьшить скорость c_2 .

В турбинах, работающих в системе ТРД, кинетическая энергия газов на выходе из турбины используется в реактивном сопле для получения полезной работы, вследствие чего эта энергия может быть отнесена к потерям условно, в том смысле, что она не используется для получения мощности на валу турбины.

В связи с этим, помимо эффективного к. п. д., вводят адиабатический к. п. д., не учитывающий потерь на увеличение кинетической энергии газа

$$\eta_{ад, \tau} = A \frac{L_{э, \tau} + \frac{c_2^2}{2g}}{H} = 1 - \frac{\Delta L_{CA} + \Delta L_{\kappa}}{H \frac{1}{A}}.$$

Адиабатический к. п. д. учитывает только гидравлические потери в сопловом аппарате и рабочем колесе и характеризует таким образом гидравлику проточной части турбины. Авиационная одноступенчатая турбина имеет $\eta_{ад, \tau} \approx 0,9$.

На рис. 83 показано изменение потерь, а также $\eta_{э, \tau}$ и $\eta_{ад, \tau}$ реактивной турбины с $\rho = 0,35$ в зависимости от $\frac{u}{c_1}$ при постоянных значениях коэффициентов φ и ψ .

Адиабатический и эффективный к. п. д. являются основными показателями, характеризующими работу турбины в системе ТРД.



*Профессор, доктор технических наук
инженер-полковник П. К. КАЗАНДЖАН*

ХАРАКТЕРИСТИКИ АВИАЦИОННОЙ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

Нерасчетные режимы работы турбины

Расчет газовой турбины, так же как и центробежного или осевого компрессора, производится для какого-то определенного режима ее работы. Этот режим работы турбины принято называть расчетным режимом, он обычно соответствует максимальному числу оборотов двигателя.

Данными для расчета газовой турбины, работающей в системе ТРД или ТВД, являются мощность, секундный расход, число оборотов, а также давление и температура газа перед турбиной. Сущность расчета турбины сводится к определению ее проходных сечений, углов установки лопаток соплового аппарата и рабочего колеса, а также параметров газа за турбиной, обеспечивающих заданную мощность турбины с минимальными потерями и в минимальных габаритах. Таким образом, расчетный режим характеризуется тем, что только на этом режиме лопаточные венцы турбины наилучшим образом соответствуют заданному расходу и кинематике потока в ступени, т. е. обеспечивается безударное и безотрывное обтекание лопаток соплового аппарата и рабочего колеса турбины.

Однако турбина большую часть времени работает в условиях, отличных от расчетного режима, или, как обычно говорят, на переменном режиме.

Изменение режима работы турбины может быть обусловлено изменением числа оборотов ее ротора, изменением температуры и давления газа перед турбиной и противодавления за турбиной.

В системе ТРД изменение режимов работы турбины осуществляется изменением подачи топлива в камеру сгорания двигателя, вследствие чего изменяются параметры газа перед и за турбиной, а также число оборотов, расход воздуха, эффективная работа, к. п. д. и мощность турбины.

При увеличении числа оборотов путем увеличения подачи топлива в двигатель увеличивается давление за компрессором, расход

воздуха через компрессор и, следовательно, давление перед турбиной и расход газа через турбину.

При уменьшении же числа оборотов турбины путем уменьшения подачи топлива происходит обратное явление.

Во время эксплуатации турбореактивного или турбовинтового двигателя, не говоря пока об их пусковом режиме, число оборотов двигателя может меняться в очень большом диапазоне (от минимального, соответствующего режиму малого газа, до максимального). Достаточно сказать, что число оборотов малого газа для современных двигателей составляет $20 \div 40\%$ от максимального числа оборотов.

Это говорит о том, что на практике число оборотов двигателя и, следовательно, турбины может увеличиваться или уменьшаться более чем в пять раз.

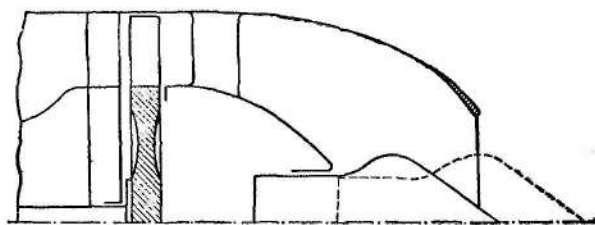


Рис. 84. Схема регулируемого сопла ТРД

Необходимо заметить, что режим работы турбины может изменяться и при постоянных числах оборотов ее ротора. Так, например, если регулировать выходное сечение реактивного сопла двигателя, как это было принято на некоторых двигателях (рис. 84), то при уменьшении выходного сечения сопла (по тем или иным соображениям) давление за турбиной увеличится и при постоянном давлении за компрессором (перед турбиной) перепад давления в турбине уменьшится. Это обстоятельство могло бы привести к уменьшению числа оборотов турбины. Однако регулятор постоянства оборотов двигателя автоматически компенсирует уменьшение перепада давлений в турбине увеличением температуры газа перед турбиной за счет впрыска дополнительного количества топлива в камеру сгорания, благодаря чему число оборотов турбины остается неизменным.

При увеличении проходного сечения реактивного сопла, наоборот, давление за турбиной уменьшится, следовательно, перепад давления в турбине увеличится. Это могло бы привести к увеличению числа оборотов турбины. Однако регулятор постоянства оборотов уменьшает подачу топлива в камеру сгорания двигателя, в результате чего температура падает, а число оборотов остается неизменным.

В обоих этих случаях, несмотря на постоянство числа оборотов турбины, режим ее работы изменится, так как изменяются газодинамические параметры в различных сечениях турбины. Таким

образом, диапазон изменения режимов работы турбины в системе ТРД или ТВД очень велик.

В связи с этим возникает вопрос, как работает турбина на режимах, отличных от расчетных. Прежде всего, можно сказать следующее: если на расчетном режиме путем выбора проходных сечений и углов установок лопаток мы получаем желаемые газодинамические параметры в различных сечениях турбины, безотрывное

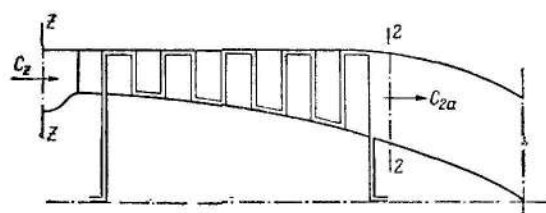


Рис. 85. Схема многоступенчатой газовой турбины

и безударное обтекание лопаток соплового аппарата и рабочего колеса, то на нерасчетных режимах в общем случае проходные сечения и углы установки лопаток уже не соответствуют газодинамическим параметрам и треугольникам скоростей. Поэтому лопатки

турбины будут обтекаться не по нашему желанию, а в соответствии с теми проходными сечениями и углами установки лопаток, которые имеются. При этом углы набегающего потока на рабочие лопатки изменяются, происходит удар газа о кромки лопаток, завихрение потока, отрыв струи с лопаток турбины и т. д. Очевидно, что чем больше нерасчетный режим будет отличаться от расчетного режима, тем сильнее будут указанные явления.

Остановимся на затронутых вопросах более подробно. Рассмотрим многоступенчатую газовую турбину (рис. 85), для последних ступеней которой нерасчетный режим работы более характерен.

Составим уравнение неразрывности для сечения Z—Z перед турбиной и 2—2 за турбиной:

$$c_z f_z \gamma_z = c_{2a} f'_2 \gamma'_2,$$

где c_z , γ_z и f_z — осевая скорость, плотность и площадь проходного сечения, перпендикулярного оси вращения перед турбиной;

c_{2a} , γ'_2 и f'_2 — то же за турбиной.

Имея в виду, что отношение плотностей можно заменить отношением давления по формуле

$$\frac{\gamma_z}{\gamma'_2} = \left(\frac{p_z}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}},$$

получим

$$\frac{c_{2a}}{c_z} = \frac{f_z}{f'_2} \frac{\gamma_z}{\gamma'_2} = \frac{f_z}{f'_2} \left(\frac{p_z}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}}. \quad (24)$$

Анализ уравнения (24) показывает следующее: поскольку турбина рассчитана на определенный перепад давлений $\frac{p_z}{p_2}$ и при этом для

выбранных значений c_z и c_{2a} получены определенные значения площадей проходных сечений f_2' и f_z , то на всех нерасчетных режимах, когда $\frac{p_z}{p_2}$ уменьшается по сравнению с расчетным значением, отношение осевых скоростей $\frac{c_{2a}}{c_z}$ также уменьшается, потому что $\frac{f_z}{f_2'} = \text{const}$. Причем, чем больше падает $\frac{p_z}{p_2}$, тем значительно уменьшается $\frac{c_{2a}}{c_z}$.

Если на расчетном режиме четырехступенчатая турбина имеет $\frac{p_z}{p_2} = 16$; $c_z = 150$ м/сек; $c_{2a} = 450$ м/сек, т. е. $\frac{c_{2a}}{c_z} = 3$ и при этом $\frac{f_2'}{f_z} \approx 2,87$ (показатель политропы принят равным 1,29), то на режиме, когда степень расширения $\frac{p_z}{p_2}$ станет равной 10, отношение осевых скоростей $\frac{c_{2a}}{c_z}$ получится 2,08, а если $\frac{p_z}{p_2}$ станет равным 4, то $\frac{c_{2a}}{c_z} = 1,02$ и, наконец, при степени расширения $\frac{p_z}{p_2} = 2$ получим, что $\frac{c_{2a}}{c_z} \approx 0,595$.

Из приведенных данных мы видим, что с уменьшением перепада давлений от расчетного значения отношения осевых скоростей $\frac{c_{2a}}{c_z}$ уменьшаются от 3 (при $\frac{p_z}{p_2} = 16$) до 0,595 (при $\frac{p_z}{p_2} = 2$), т. е. почти в 5 раз.

Указанные данные были вычислены при условии постоянства показателя политропы на всех режимах. При уменьшении перепада давлений показатель политропы несколько уменьшится (так как увеличатся гидравлические потери) и отношение осевых скоростей будет немного больше, чем указано выше. Однако эта поправка будет незначительной.

Действительно, даже для наихудшего случая, простого дросселирования воздуха, при котором можно принять, что процесс происходит по изотерме ($n = 1$), отношение $\frac{c_{2a}}{c_z}$ при $\frac{p_z}{p_2} = 2$ получится равным 0,695, а не 0,595 (при $n = 1,29$).

Итак, на нерасчетных режимах при уменьшении перепадов давлений отношения осевых скоростей уменьшаются. c_{2a} по отношению к c_z становится все меньше и меньше. Физически это объясняется тем, что на нерасчетных режимах (для всех перепадов давлений, меньших расчетного) все проходные сечения турбины по отношению к начальному сечению f_z становятся велики, почему и падает осевая скорость c_{2a} по отношению к c_z .

Действительно, на расчетном режиме вследствие большого перепада давлений значительно падает и плотность газа; по этой причине для последней ступени турбины в целях сокращения высоты лопаток осевую скорость на выходе из турбины выбирают близкой

к местной скорости звука. На нерасчетных режимах в результате уменьшения перепадов давления падение плотности также уменьшается, т. е. плотность газа за турбиной упала по сравнению с плотностью перед турбиной не так значительно, как это было на расчетном режиме. Причем, чем меньше перепады давления, тем меньше разница между плотностями до и после турбины.

Так, в разобранный выше примере для расчетного режима при $\frac{p_z}{p_2} = 16$ отношение плотностей $\frac{\gamma_z}{\gamma_2} = 8,6$, а при $\frac{p_z}{p_2} = 2$ отношение $\frac{\gamma_z}{\gamma_2}$ уменьшается до 1,7. Это обстоятельство приводит к тому, что

отношение площадей $\frac{f'_2}{f_z}$, выбранное для расчетного режима, для большого перепада давлений, становится велико для нерасчетных режимов работы турбины, когда перепады давления малы. Для сохранения расчетного значения $\frac{c_{2a}}{c_z}$ необходимо уменьшить f'_2 (и со-

ответственно все проходные сечения), т. е. увеличить отношение $\frac{f_z}{f'_2}$ настолько, насколько уменьшается отношение $\left(\frac{p_z}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}}$ или $\frac{\gamma_z}{\gamma_2}$ (см. формулу 24). Но так как в действительности проходные сечения остаются постоянными, то отношение осевых скоростей падает.

Сильнее всего отношение осевых скоростей $\frac{c_{2a}}{c_z}$ уменьшается на рабочих лопатках последней ступени и меньше всего в сопловом аппарате первой ступени турбины.

Это обстоятельство связано с тем, что для нерасчетных перепадов давлений проходные сечения от ступени к ступени как бы все более и более увеличиваются.

Вследствие этого на нерасчетных режимах расширение газа в основном происходит на первых ступенях турбины. Этим же объясняется то положение, что в двигателе с регулируемым реактивным соплом при увеличении выходного отверстия реактивного сопла (реактивное сопло рассматривается как сопловой аппарат последующей ступени) перепад давлений в предыдущей ступени турбины увеличивается. Таким образом, при уменьшении степени расширения газа в многоступенчатой турбине самое сильное уменьшение перепада давления будет наблюдаться в рабочих лопатках последней ступени и наименьшее — в сопловом аппарате первой ступени.

В соответствии с этим в одноступенчатой турбине на нерасчетных режимах перепады давления в сопле уменьшаются не так сильно, как в рабочих лопатках или в ступени в целом.

На режимах работы турбины, очень далеких от расчетного, вследствие сильного перерасширения газа в предыдущих ступенях последующие ступени, в особенности последняя ступень турбины, могут переходить на компрессорный режим работы, т. е. газ в последней ступени будет сжиматься, а не расширяться.

При увеличении степени расширения газа сверх расчетного, как видно из формулы (24), отношения осевых скоростей увеличиваются. Это происходит потому, что на перепадах давлений, больших расчетного, падение плотностей (отношение $\frac{\gamma_z}{\gamma_2}$) получается больше, чем на расчетном режиме, поэтому проходные сечения турбины от ступени к ступени по отношению к изменению плотности оказываются уже малы, чем и объясняется увеличение осевых скоростей на последующих ступенях.

В этом случае самое незначительное увеличение степени расширения получится в сопловом аппарате первой ступени и наибольшее — в рабочих лопатках последней ступени.

Необходимо отметить, что при перепадах, больших расчетного, увеличение осевых скоростей будет происходить до тех пор, пока осевая скорость на выходе из турбины не станет равной местной скорости звука. В промежуточных ступенях осевая скорость будет меньше местной скорости звука, так как наибольшая осевая скорость и наименьшая скорость звука (ввиду уменьшения температуры газа) всегда будут на выходе из последней ступени.

Случай, когда осевая скорость на выходе из турбины становится равной местной скорости звука, на практике получил название «запираания» турбины, поскольку он соответствует максимальному перепаду давлений в турбине.

То обстоятельство, что изменение режима работы турбины в ту или другую сторону очень мало влияет на режим работы соплового аппарата первой ступени даже в случае одноступенчатой турбины, позволяет сделать весьма важное заключение, имеющее большое практическое значение для построения летных и стендовых характеристик ТРД.

Для подтверждения этого напомним выражение для расхода газа через сопловый аппарат первой ступени. Из термодинамики известно, что секундный расход выражается следующей формулой:

$$G = \frac{p_z f_c \lambda}{\sqrt{RT_z}}, \quad (25)$$

где p_z и T_z — давление и температура газа перед соплом;
 f_c — площадь проходного сечения сопла;
 λ — коэффициент расхода воздуха.

Коэффициент расхода воздуха зависит от перепада давлений в сопле. Так как перепад давлений в сопле при широком диапазоне изменения режимов работы турбины почти не меняется, то не будет меняться и коэффициент λ .

На основании этого заключаем, что величина $\frac{G\sqrt{T_z}}{p_z}$, называемая приведенным расходом, будет постоянной величиной, так как f_c и R также постоянные. Постоянство приведенного расхода воздуха позволяет построить приближенную теорию аналитического расчета характеристик турбины и летных характеристик ТРД и ТВД.

Перейдем теперь к рассмотрению нерасчетных режимов работы турбины с точки зрения обтекания лопаток соплового аппарата и рабочего колеса газовым потоком.

На расчетном режиме работы турбины путем выбора профилей лопаток и густоты решеток стараются получить расчетные гидравлические углы. Лопатки рабочего колеса устанавливаются таким образом, чтобы воздух входил в них безударно (рис. 86).

Наилучший результат получается в том случае, когда газ набегает на рабочие лопатки с небольшим отрицательным углом атаки ($2-3^\circ$).

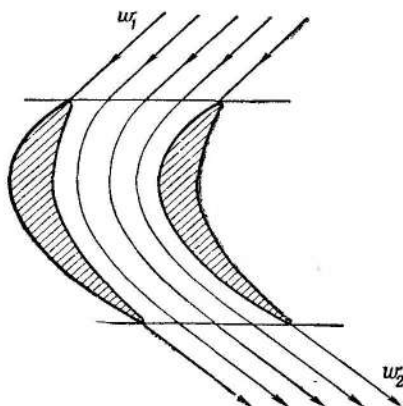


Рис. 86. Безударный вход газа на лопатки рабочего колеса

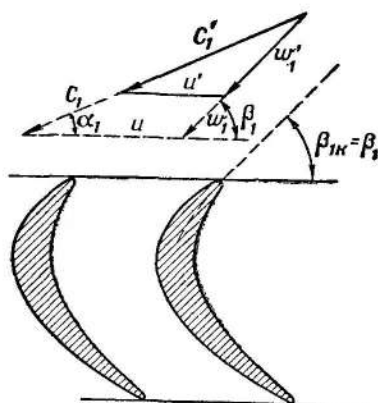


Рис. 87. Изменение режима работы турбины при постоянном отношении $\frac{u}{c_1}$

На нерасчетных режимах работы турбины угол выхода абсолютной скорости α_1 (рис. 87) изменяется незначительно, однако угол β_1 , определяющий направление относительной скорости, может меняться очень сильно. Так как конструктивные углы лопаток не меняются, то это приводит к ударному входу газа в рабочие лопатки.

Удара не будет только в том случае, если режим работы турбины изменится так, что $\frac{u}{c_1}$ останется прежним, т. е. когда $\frac{u}{c_1} = \frac{u'}{c_1}$

(см. рис. 87). Хотя при работе турбины в системе ТРД изменение окружной скорости происходит благодаря перепаду давлений и температуры, т. е. с уменьшением абсолютной скорости c_1 уменьшается и окружная скорость u , и, наоборот, эти величины не всегда могут меняться так, чтобы их отношение оставалось постоянным.

В качестве примера разберем два частных случая. Предположим:

— перепад давления в турбине уменьшается, следовательно, уменьшается скорость истечения газа из соплового аппарата турбины, а окружная скорость остается постоянной;

— скорость истечения газа остается постоянной, а меняется только окружная скорость.

Такие условия при работе турбины в системе ТРД или ТВД трудно создать, так как в действительности нерасчетный режим скорее всего будет соответствовать какому-либо промежуточному состоянию. Однако при испытании отдельной турбины (см. ниже) указанные режимы работы турбины можно создать путем изменения параметров газа перед турбиной и нагрузки на тормоз.

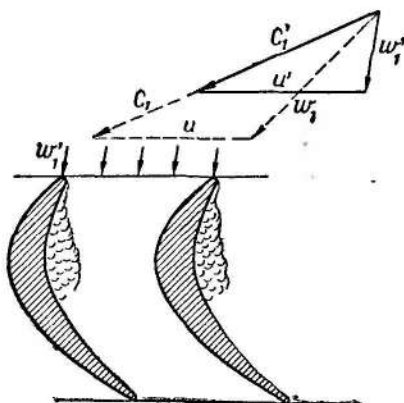


Рис. 88. Обтекание лопаток рабочего колеса при перепаде давления меньше расчетного

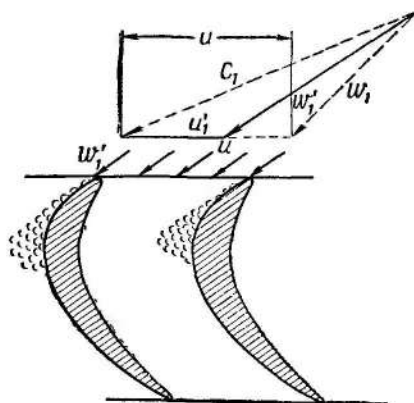


Рис. 89. Обтекание лопаток рабочего колеса при окружной скорости меньше расчетной

Треугольники скоростей газа для этих случаев показаны на рис. 88 и 89. Сплошными линиями и индексами «штрих» обозначены параметры нерасчетного режима, а пунктирными линиями — расчетные режимы. Как видно из этих рисунков, в первом случае происходит удар газа о спинки, а во втором случае — о корытце рабочих лопаток турбины. Если в первом случае скорость c_1 будет больше расчетной, а окружная скорость не изменится, то газ будет ударяться о корытце лопаток. Точно так же, если во втором случае скорость истечения газа не изменится и окружная скорость будет больше расчетной, то газ будет ударяться о спинки рабочих лопаток.

Как уже было сказано, при работе турбины в системе ТРД или ТВД в чистом виде такие частные случаи нельзя создать. Однако во всех случаях, когда отношение $\frac{u}{c_1}$ отличается от своего расчетного значения, газ входит в рабочие лопатки турбины с ударом.

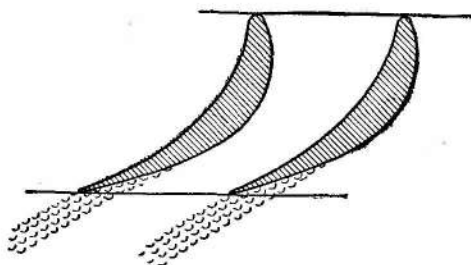


Рис. 90. Срыв потока с лопаток соплового аппарата на нерасчетном режиме

Удар газов о кромки лопаток сопровождается появлением вихрей в потоке, а при очень большом угле удара и отрывом струи газа со стенок лопаток. Срыв потока газа на нерасчетных режимах наблюдается и с лопаток соплового аппарата (рис. 90). Кроме того, на нерасчетных режимах возрастает удельный вес концевых потерь и потерь в зазорах.

Все это приводит к увеличению общих потерь в лопатках соплового аппарата и рабочего колеса и, следовательно, к уменьшению к. п. д. турбины. Для того чтобы количественно оценить влияние нерасчетных режимов работы турбины на ее основные показатели, как и для компрессора, строят характеристики турбины в виде сетки кривых в различных координатах, где расчетный режим для каждого параметра определяется одной точкой.

Исходя из общей теории подобия, упомянутые характеристики строят в критериальных параметрах, которые универсальны и не зависят от изменения атмосферных условий.

О подобных режимах работы турбины

Общие соображения о применении теории подобия газовых потоков к течению воздуха в лопаточных машинах, в частности, в центробежных компрессорах, были изложены на стр. 89. Здесь ограничимся изложением основных результатов применения теории подобия к процессам, происходящим в турбине.

В общем случае изменение расхода газа, числа оборотов и параметров состояния газа на входе в турбину приводит к отклонению течения газа в отдельных элементах турбины от расчетной схемы.

Результатом этого является изменение общей степени расширения, к. п. д. и других величин, характеризующих работу турбины.

Для каждого заданного режима работы турбины можно указать много других режимов, удовлетворяющих следующему требованию: течение газа в отдельных элементах турбины остается подобным течению газа в тех же элементах на заданном режиме. Такие режимы работы турбины называются подобными.

При работе турбины на подобных режимах все относительные параметры (степень расширения, отношения скоростей и температур, к. п. д. и другие) для каждого элемента турбины, а следовательно, и для всей турбины будут оставаться постоянными.

Рассмотрим, при каких условиях режимы работы турбины могут быть подобными.

Как было указано выше (см. стр. 91), условия подобия газовых потоков сводятся при наличии кинематического подобия к постоянству критериев подобия чисел M и Re .

Влияние критерия Re на подобие газовых потоков практически заметно лишь при значениях чисел $Re < 3,5 \cdot 10^4$.

В авиационных газовых турбинах числа Re , как правило, превышают указанные значения и поэтому в большинстве случаев с достаточной для практики точностью подобие режимов работы тур-

бины может характеризоваться постоянством числа M и направления потока на входе в сопловой аппарат и в рабочее колесо в относительном движении.

Эти условия будут соблюдены, если, несмотря на изменение расхода газа, числа оборотов и параметров состояния газа перед турбиной, отношения $\frac{u}{\sqrt{T_z}}$ и $\frac{c_z}{\sqrt{T_z}}$ будут оставаться постоянными.

Таким образом, параметры $\frac{u}{\sqrt{T_z}}$ и $\frac{c_z}{\sqrt{T_z}}$ являются критериями подобия режимов работы турбины.

Можно показать, что любые два независимые безразмерные отношения $\frac{u}{\sqrt{T_z}}$; $\frac{c_z}{\sqrt{T_z}}$; $\frac{c_2}{c_1}$; $\frac{T_z}{T_2}$; $\frac{p_z}{p_2}$ и т. п., а также их комбинации могут служить критериями подобия режимов работы турбины. Критериальными, в частности, будут параметры $\frac{u}{\sqrt{T_z^*}}$ и $\frac{c_z}{\sqrt{T_z^*}}$, где T_z^* — температура адиабатически заторможенного потока на входе в сопловой аппарат.

В практике широкое распространение получили параметры $\frac{G \sqrt{T_z^*}}{p_z}$, $\frac{G n}{p_z^*}$; $\frac{L e}{n_2}$; $\frac{n}{\sqrt{T_z^*}}$; $\frac{p_z}{p_2}$ и т. д., также являющиеся критериями подобия режимов работы турбины.

На основании изложенного можно сказать, что при подобных режимах работы турбины, несмотря на то, что параметры газа (p , T , c) по абсолютной величине меняются, безразмерные отношения этих параметров, взятые для любых двух сечений, остаются постоянными. Треугольники скоростей при этом остаются подобными.

Однако чтобы убедиться в том, что режимы работы турбины являются подобными, не следует проверять постоянство всех безразмерных параметров. Для этой цели достаточно проверить только постоянство любых двух независимых безразмерных параметров, так как при постоянстве двух параметров остальные параметры автоматически останутся постоянными. Совокупность двух выбранных параметров принято называть критерием подобных режимов работы турбины.

Выбор тех или иных параметров в качестве критериев подобия режимов работы турбины определяется удобством их практического использования.

Выше указывалось, что обычно влияние числа Re на данные турбины незначительно, однако в области значений $Re < 3,5 \cdot 10^4$ это влияние необходимо учитывать.

В газовых турбинах ТРД при работе двигателя у земли на месте число Re равно $(6 \div 7) \times 10^4$, но с подъемом на высоту вследствие падения плотности газа число Re падает. Падение числа Re приводит к росту потерь в лопатках соплового аппарата и рабочего колеса, в результате чего к. п. д. турбины падает.

Очевидно, в области малых чисел Re подобие режимов работы турбины будет определяться постоянством трех независимых параметров, из которых два характеризуют подобие режимов по числам M потока на входе в сопловой аппарат и рабочее колесо, а третий учитывает влияние числа Re .

Способы изображения характеристик турбины

В общем случае под характеристиками турбины понимают зависимости между различными безразмерными параметрами, харак-

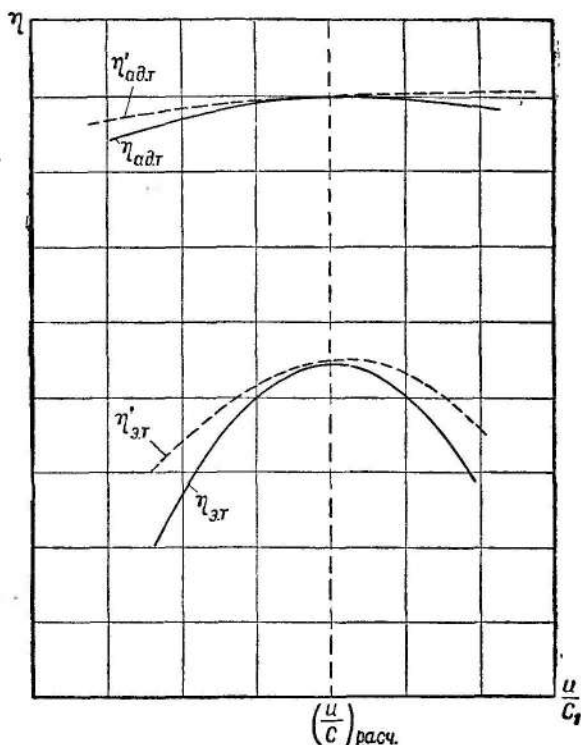


Рис. 91. Графики зависимости к. п. д. турбины от отношения $\frac{u}{c_1}$

теризующими работу турбины. Характеристики турбины могут иметь различное графическое изображение, что определяется выбором системы координат.

Приведем некоторые способы изображения характеристик турбины. На рис. 91 показано изменение $\eta_{ад.т}$ и $\eta_{з.т}$ в зависимости от $\frac{u}{c_1}$ при постоянном значении степени реактивности p . Эти кривые по внешнему виду напоминают графики, приведенные на рис. 83

(см. рис. 83 стр. 124). Однако по существу между ними имеется большая разница. Дело в том, что кривые, показанные на рисунках 83 и 91, относятся к расчетному режиму работы различных турбин, где каждому значению $\frac{u}{c_1}$ соответствует новая турбина, конструктивные углы которой $\alpha_{1к}$, $\beta_{1к}$ и $\beta_{2к}$ отвечают треугольнику скоростей (см. рис. 87).

Кривые же, приведенные на рис. 91, относятся к одной турбине. Здесь любому значению $\frac{u}{c_1}$ соответствуют одни и те же конструктивные углы.

И так как гидравлический угол β_1 в зависимости от $\frac{u}{c_1}$ меняется, а $\beta_{1к}$ остается постоянным, то происходит удар газа о кромки рабочих лопаток.

На рис. 91 для сравнения показаны изменения $\eta'_{ад,т}$ и $\eta'_{в,т}$ без учета потерь на удар и эти же величины $\eta_{ад,т}$ и $\eta_{в,т}$ с учетом потерь на удар. Точки касания кривых $\eta_{ад,т}$ и $\eta_{в,т}$, а также $\eta_{в,т}$ и $\eta'_{в,т}$ соответствуют расчетному режиму работы турбины, т. е. безударному входу газа на рабочие лопатки.

На рис. 92 показаны характеристики турбины в координатах

$$\frac{P_z^*}{P_2}, \quad \frac{n}{\sqrt{T_z^*}} \quad \text{и} \quad \frac{Gn}{P_z^*}.$$

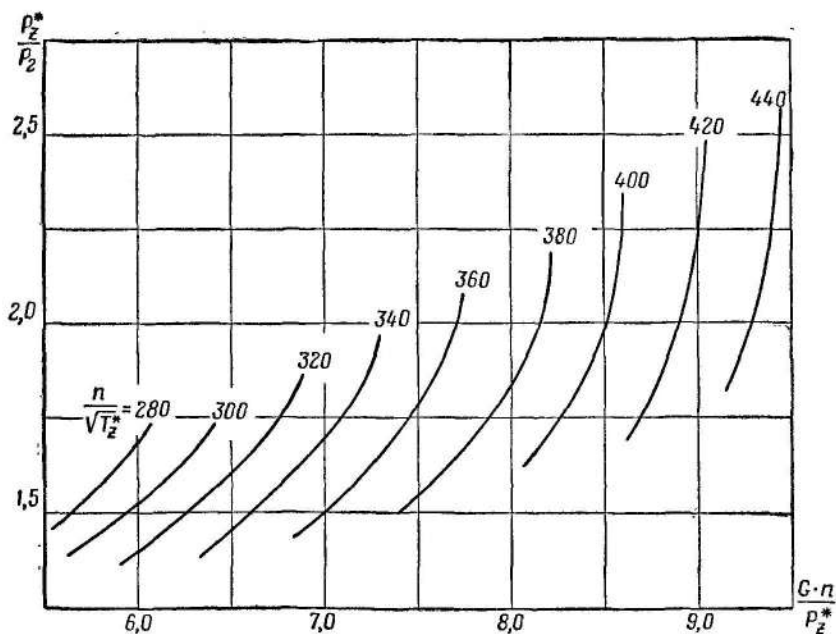


Рис. 92. Характеристики турбины в координатах $\frac{P_z^*}{P_2}$, $\frac{n}{\sqrt{T_z^*}}$ и $\frac{Gn}{P_z^*}$

В настоящее время советские ученые на основе трудов гениальных основоположников авиационных наук Н. Е. Жуковского и С. А. Чаплыгина создали теорию характеристик турбины и разработали способы построения этих характеристик. Но характеристики турбины, как и характеристики компрессора, могут быть построены также и экспериментально.

Здесь мы остановимся только на экспериментальном способе построения характеристик турбины.

На рис. 93 показана одна из возможных схем установки для испытания турбины. По такой схеме воздух, предварительно сжатый и подогретый, поступает по трубе 7 к лопаткам 3 испытываемой турбины, где он расширяется, совершая при этом работу, а затем выбрасывается в атмосферу.

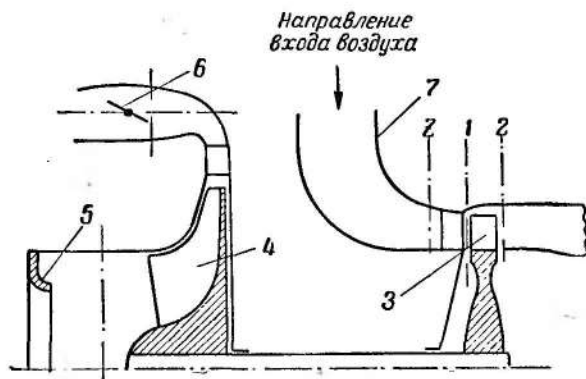


Рис. 93. Схема установки для испытания турбины:

3 — вход воздуха в турбину; 1 — вход воздуха в колесо; 2 — выход воздуха из турбины; 3 — лопатки турбины; 4 — нагнетатель; 5 — мерное сопло; 6 — дроссельная заслонка; 7 — подводящая труба

Мощность, развиваемая турбиной, поглощается центробежным нагнетателем 4, выполняющим роль воздушного тормоза. Воздух из нагнетателя также отводится в атмосферу. Мощность, потребляемая нагнетателем, регулируется изменением расхода воздуха через нагнетатель (регулирующей дроссельной заслонкой 6).

Режим работы турбины изменяется в зависимости от числа оборотов ротора турбины, давления и температуры газа перед турбиной, для чего необходимо иметь отдельную регулируемую компрессорную установку и камеру сгорания, расположенную между компрессорной установкой и турбиной (компрессорная установка и камера сгорания на рис. 93 не показаны).

Таким образом, в схеме установки, приведенной на рис. 93, турбина и воздушный тормоз работают автономно, что позволяет менять режим работы турбины в широком диапазоне.

При изменении давления на входе меняется степень расширения воздуха в турбине, поскольку противодействие за ней остается по-

стоянным и равным атмосферному. Изменение величины $\frac{n}{\sqrt{T_z^*}}$ достигается за счет изменения числа оборотов или температуры или того и другого одновременно.

Желательно, чтобы при изменении давления газа перед турбиной величина $\frac{n}{\sqrt{T_z^*}}$ оставалась постоянной, что можно осуществить регулированием расхода воздуха через тормозной нагнетатель. Так, например, если увеличить давление газа перед турбиной p_z^* , то вследствие увеличения степени расширения газа в турбине возрастает ее мощность, что приводит к увеличению числа оборотов. Для того чтобы величина $\frac{n}{\sqrt{T_z^*}}$ осталась прежней, необходимо приоткрыть дроссельную заслонку воздушного тормоза так, чтобы отношение $\frac{n}{\sqrt{T_z^*}}$ достигло прежней величины.

При испытании турбины на каждом режиме замеряют число оборотов турбины n об/мин, расход газа через турбину G кг/сек, давление и температуру заторможенного газового потока в сечениях $z-z$ и $2-2$ (p_z^* , T_z^* , p_2^* , T_2^*), а также статическое давление газа в сечениях $z-z$ и $2-2$ (p_z , p_2).

Кроме того, весьма желательно измерить мощность турбины с помощью тензометра, располагаемого между турбиной и тормозом. Замер мощности турбины можно контролировать подсчетом мощности, потребляемой нагнетателем, для чего необходимо замерять температуру заторможенного потока на выходе из нагнетателя, а также расход воздуха через нагнетатель.

Для построения характеристик турбины надо на основании экспериментальных данных вычислить различные величины, приведенные на рис. 92.

Перечисленные выше экспериментальные данные позволяют вычислить степень расширения газа $\frac{p_z^*}{p_2}$, параметры расхода газа $\frac{Gn}{p_z^*}$ и оборотов $\frac{n}{\sqrt{T_z^*}}$ и построить характеристики турбины по типу приведенных на рис. 93.

Заметим, что в некоторых случаях более удобно изобразить характеристики турбины в других координатах.

Действительный член Академии наук СССР Б. С. Стечкин предложил весьма оригинальный способ построения характеристик турбины ТРД в координатах $\frac{I_{э.т}}{n^2}$, $\frac{Gn}{p_z^*}$ в зависимости от $\frac{p_z^*}{p_2}$. Характеристики турбины показаны на рис. 94.

Эти характеристики особенно удобны при исследовании совместных режимов работы турбины и компрессора.

Удобство таких координат состоит в том, что они одинаковы и для турбины, и для компрессора.

Действительно, давление воздуха за компрессором p_k^* равно давлению газа перед турбиной p_z^* ; число оборотов турбины равно числу оборотов компрессора, так как они соединены между собой

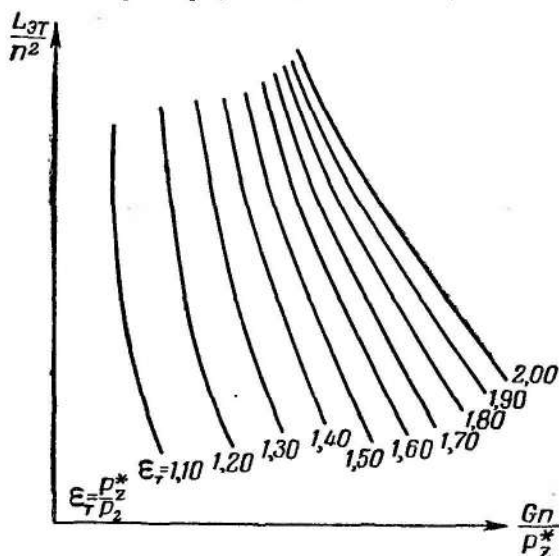


Рис. 94. Характеристики турбины в координатах

$$\frac{L_{э,т}}{n^2}, \frac{Gn}{p_z^*} \text{ и } \frac{p_z^*}{p_z}$$

одним валом. Расход газа обычно принимают равным расходу воздуха. Эффективная работа турбины в ТРД равна эффективной работе компрессора, поэтому

$$\left(\frac{Gn}{p_z^*} \right)_{\text{турб}} = \left(\frac{Gn}{p_k^*} \right)_{\text{компр}},$$

$$\left(\frac{L_{э,т}}{n^2} \right)_{\text{турб}} = \left(\frac{L_{э,к}}{n^2} \right)_{\text{компр}}.$$

Кроме того, если за степень расширения газа в турбине взять степень расширения газа в турбине и в реактивном сопле, то

$$\left(\frac{p_z^*}{p_0} \right)_{\text{турб}} = \left(\frac{p_k^*}{p_0} \right)_{\text{компр}}.$$

Если теперь отдельно испытать компрессор и турбину и построить их характеристики в одинаковых координатах, а затем совместить полученные сетки характеристик на одном графике, то точки пересечения кривых с одинаковыми степенями сжатия и расширения дадут режим совместной работы турбины и компрессора.

На рис. 95 показаны примерный вид совмещенных характеристик компрессора и турбины, а также линия совместных режимов их работы.

Подобные характеристики позволяют, во-первых, более правильно подойти к подбору турбины для данного компрессора при проектировании и доводке двигателя, во-вторых, с их помощью построить летные и стендовые характеристики двигателя.

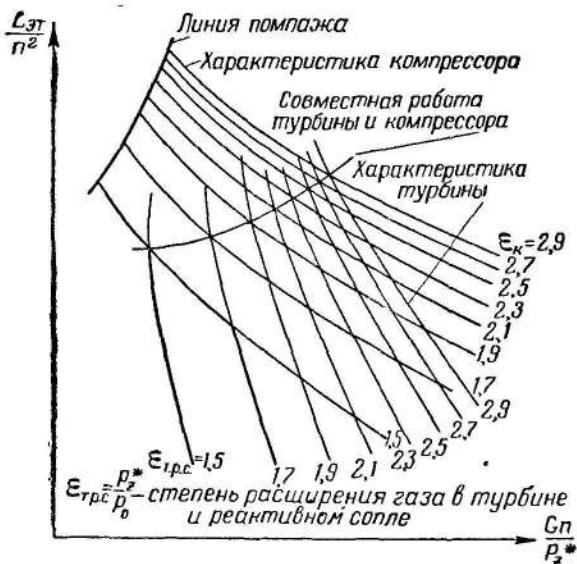


Рис. 95. Примерный характер совмещенных характеристик турбины и компрессора

Остановимся на объяснении совместных режимов работы турбины и компрессора.

Прежде всего напомним, что на расчетном режиме работы компрессора или турбины воздух движется через лопаточные аппараты этих машин безударно, но при других оборотах и параметрах безударное движение воздуха через лопаточные аппараты не всегда возможно, так как лопатки жестко укреплены.

Поэтому о работе турбины или компрессора на других режимах, отличных от расчетного, мы можем судить по характеристикам этих машин.

Заметим, что на характеристиках турбины и компрессора расчетный режим определяется только одной единственной точкой.

Характеристики турбины и компрессора снимают при условии, если они работают независимо друг от друга.

Схема установки для снятия характеристик компрессора принципиально остается той же, что и для испытания турбины (см. рис. 93). Расход воздуха через компрессор можно регулировать дроссельной заслонкой б, а число оборотов — изменением параметра

тров газа перед турбиной и таким образом снимать поле характеристик компрессора.

Теперь возникает вопрос, как, имея отдельные характеристики турбины и компрессора, найти их рабочие характеристики при совместной работе? Иначе говоря, как найти режимы совместной работы турбины и компрессора?

Решение этой задачи по имеющимся готовым характеристикам турбины и компрессора облегчается тем, что в системе турбореактивных двигателей мощность турбины затрачивается на вращение компрессора. Кроме того, расход воздуха через компрессор равен расходу газа через турбину, а число оборотов турбины — числу оборотов компрессора.

Поэтому при совмещении характеристик компрессора турбин и реактивного сопла на одном графике точки пересечения кривых с одинаковыми степенями сжатия (компрессора) и расширения (турбины и реактивного сопла) дадут нам режим совместной работы турбины и компрессора.

Из изложенного следует, что характеристики турбины и компрессора представляют большой интерес для практики: знание их и умение разобраться в них позволяют более грамотно и уверенно эксплуатировать турбореактивные двигатели.

*Доцент, кандидат технических наук
инженер-майор Ю. Н. НЕЧАЕВ*

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ТУРБОРЕАКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Схема и принцип действия турбореактивного двигателя

Турбореактивный двигатель состоит из следующих основных элементов: компрессора, камер сгорания, газовой турбины и реактивного сопла.

Воздух подводится к двигателю через входные каналы, которые в большинстве случаев относятся к конструкции самолета. Входные каналы должны иметь малые гидравлические сопротивления и обеспечивать равномерность потока воздуха, поступающего в компрессор.

Форма и размеры входных каналов зависят от размещения двигателя на самолете. Обычно добиваются того, чтобы скоростной напор воздушного потока, набегающего на самолет, преобразовывался в давление в основном еще до входа его в воздухозаборник входного канала. В этом случае улучшается использование скоростного напора и уменьшаются скорости воздуха во входных каналах, что снижает гидравлические сопротивления в них.

У современных ТРД процесс сжатия осуществляется преимущественно компрессором, так как при дозвуковых и относительно небольших сверхзвуковых скоростях полета сжатие воздуха за счет скоростного напора оказывается не очень значительным.

Основные данные ТРД существенно зависят от совершенства применяемых компрессоров, которые должны обладать большими степенями сжатия, высоким значением адиабатического к. п. д. и по возможности малыми габаритами и весом.

Для сжатия воздуха в ТРД применяются как центробежные, так и осевые компрессоры. Схема ТРД с центробежным компрессором изображена на рис. 96, а с осевым — на рис. 97.

Центробежные компрессоры в настоящее время широко применяются в ТРД. Объясняется это простотой их конструкции и надежностью в эксплуатации. Однако их адиабатический к. п. д. сравнительно невысок и не превосходит обычно 0,75—0,80.

Осевые компрессоры имеют более высокий адиабатический к. п. д., достигающий 0,84—0,87, и позволяют получать большие

степени сжатия, чем одноступенчатые центробежные компрессоры. Кроме того, при одинаковых диаметральных размерах они обладают более высокой производительностью, т. е. пропускают большее количество воздуха. Поэтому осевые компрессоры получают все более широкое применение в авиационных газотурбинных двигателях.

Воздух из компрессора поступает в камеру сгорания, где происходит сгорание топлива. Необходимо стремиться к тому, чтобы процесс сгорания происходил при постоянном давлении. Практически давление в камере незначительно падает из-за наличия гидравлических потерь и увеличения скорости движения газа.

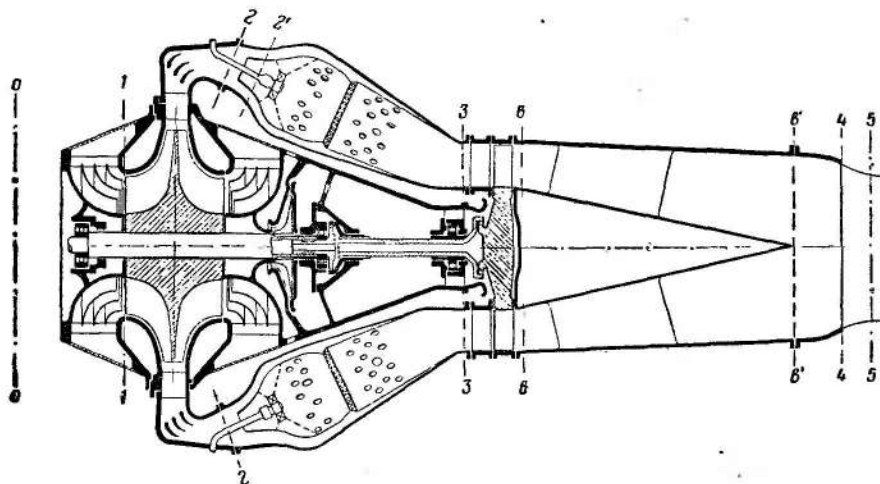


Рис. 96. Схема ТРД с центробежным компрессором

Допустимая температура газа на выходе из камеры сгорания определяется жаропрочностью материалов турбины и эффективностью ее охлаждения. У большинства турбин современных ТРД, не имеющих специального внутреннего охлаждения лопаток и диска, эта температура не превосходит $850\text{--}900^\circ\text{C}$.

Камера сгорания является весьма важной частью двигателя. При высокой полноте сгорания топлива камера должна обладать малыми гидравлическими сопротивлениями и небольшими габаритами, обеспечивать устойчивость процесса сгорания и безотказность работы двигателя в целом.

Из камеры сгорания газовый поток, обладающий высокой потенциальной энергией, поступает в турбину. Расширяясь в турбине, газ производит работу, которая расходуется на привод компрессора и всех вспомогательных агрегатов, обслуживающих двигатель.

Турбина должна развивать большие мощности, имея по возможности малое число ступеней и высокий адиабатический к. п. д. У ТРД обычно применяются одно- или двухступенчатые газовые турбины, адиабатический к. п. д. которых достигает 0,90.

Если к. п. д. компрессора и турбины достаточно высоки, то работа, которую способен произвести нагретый газ при полном его расширении до атмосферного давления, больше работы, затраченной на сжатие воздуха в компрессоре; поэтому в турбине происходит лишь частичное расширение газа, и за турбиной устанавливается давление выше атмосферного.

В реактивном сопле осуществляется дальнейшее расширение газового потока и увеличение скорости его движения, в результате чего скорость истечения газа превышает скорость полета.

* * *

Рассмотрим, как изменяются средние значения давления, температуры и скорости газа по тракту двигателя.

Характерные сечения газо-воздушного тракта показаны на рис. 96 и 97, где приняты следующие обозначения: 0—0 — сечение в невозмущенном потоке перед двигателем, *a*—*a* — на входе в двигатель, 1—1 — на входе в компрессор, 2—2 — на выходе из компрессора, 3—3 — на входе в сопловой аппарат турбины, *b*—*b* — на выходе из турбины, *b'*—*b'* — на входе в насадок реактивного сопла, 4—4 — в выходном сечении реактивного сопла, 5—5 — на некотором

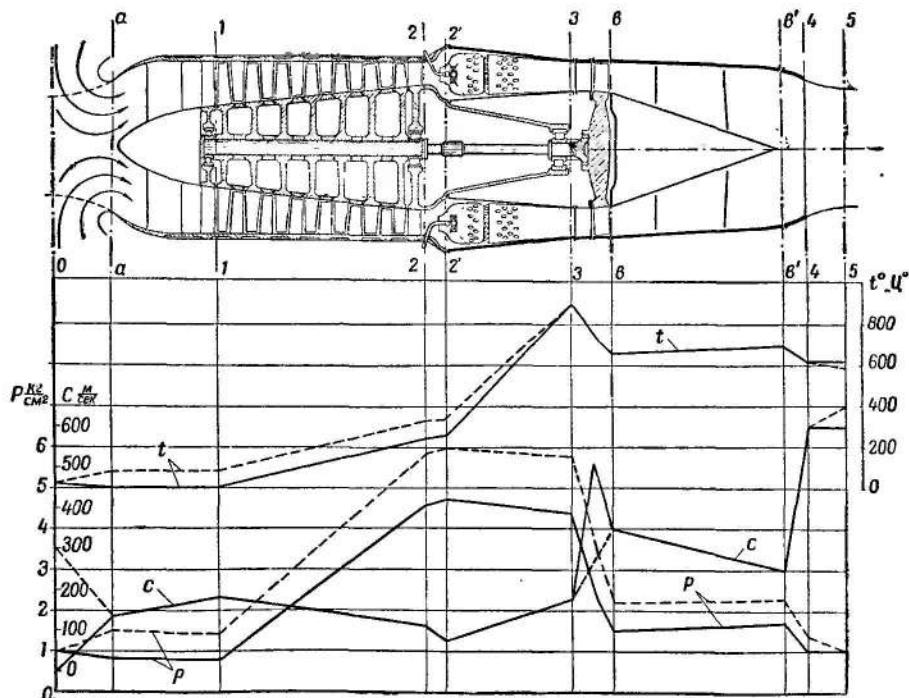


Рис. 97. Схема ТРД с осевым компрессором. Изменение параметров потока воздуха при движении его в двигателе

расстоянии за двигателем, где газовая струя расширяется до атмосферного давления.

Осредненным параметрам газа в каждом сечении принято приписывать индексы, обозначающие это сечение. Например, давление за компрессором обозначают p_2 , температуру перед турбиной — T_3 и т. д.

Давление и температуру воздуха в окружающей атмосфере при работе ТРД в статических условиях (на месте) обозначают p_0 и T_0 , в полете — p_H и T_H .

Изменение средних значений параметров газа по тракту двигателя при его работе на месте (сплошные линии) и в полете (пунктирные линии) показано на рис. 97.

При работе на месте воздух засасывается двигателем из неподвижной окружающей атмосферы, поэтому скорость его перед входом в двигатель (между сечениями $0-0$ и $a-a$) возрастает, а давление и температура понижаются.

Входной канал двигателя вблизи компрессора (между сечениями $a-a$ и $1-1$) иногда делают слегка суживающимся. Тогда давление в нем несколько уменьшается, а скорость увеличивается. Благодаря этому создается ускорение воздушного потока, что способствует выравниванию поля скоростей и давлений на входе в компрессор. В сечении $1-1$ скорость воздуха обычно составляет 180—200 м/сек для осевого и 140—150 м/сек для центробежного компрессоров. Наличие столь больших скоростей объясняется желанием уменьшить диаметральный габарит компрессора.

Заметим, что входной участок воздушного тракта от сечения $0-0$ до сечения $1-1$ условно называют входным диффузором.

Если скорость полета больше скорости воздуха на входе в компрессор, во входном диффузоре происходит сжатие воздуха за счет использования скоростного напора. При работе двигателя на месте и при малых скоростях полета давление во входном диффузоре, наоборот, понижается, что связано с ускорением воздушного потока.

В компрессоре (между сечениями $1-1$ и $2-2$) происходит сжатие воздуха, поэтому давление его значительно повышается, одновременно увеличивается и температура воздуха, которая на выходе из компрессора может достигать более 200° Ц.

Осевая составляющая скорости воздуха уже в самом компрессоре снижается и ее величина в сечении $2-2$ не превосходит обычно 100 ÷ 150 м/сек. Между компрессором и камерой сгорания делается небольшой диффузор (от сечения $2-2$ до сечения $2'-2'$), который служит для дальнейшего уменьшения скорости воздуха, что способствует повышению его давления и обеспечивает устойчивость работы камеры сгорания.

При движении газа по камере сгорания (от сечения $2'-2'$ до сечения $3-3$) средние значения его температуры и скорости увеличиваются. Средняя допустимая температура газа на входе в турбину при отсутствии специального внутреннего охлаждения лопаток и диска может достигать, как указывалось, 850 ÷ 900° Ц (1120—1170° абс.), а скорость газа 160 ÷ 200 м/сек.

Увеличение скорости движения газа в камере сгорания объясняется значительным ростом его удельного объема в связи с подогревом в процессе сгорания. При этом проходные сечения на входе в сопловой аппарат турбины оказываются в состоянии пропустить увеличившийся объем газа только при движении его с большой скоростью. Ускорение потока газа, а также гидравлические сопротивления вызывают падение давления. Это может привести, как было указано, к ухудшению использования тепла в цикле; поэтому принимаются все меры к тому, чтобы падение давления в камере сгорания было по возможности небольшим.

В турбине (между сечениями $3-3$ и $6-6$) давление и температура газа уменьшаются. Абсолютная скорость движения газа, как известно из теории турбин, в сопловом аппарате значительно увеличивается, а в рабочем колесе уменьшается. При этом осевая составляющая скорости газа все время возрастает, доходя на выходе из турбины до $300-400$ м/сек.

Увеличение осевой составляющей скорости движения газа в турбине объясняется значительным уменьшением его плотности и увеличением объемного расхода.

В реактивном сопле осуществляется дальнейшее расширение газа. Давление его уменьшается, а скорость продолжает возрастать, достигая на выходе из двигателя $550-650$ м/сек. Температура газа в реактивном сопле понижается примерно на $75-100^\circ\text{Ц}$ и на выходе составляет $550-600^\circ\text{Ц}$.

В том случае, когда расстояние от турбины до выхода газа из реактивного сопла велико, применяется так называемая удлинительная труба. Реактивный насадок в этом случае устанавливается в конце удлинительной трубы.

Чтобы уменьшить скорость движения газа в удлинительной трубе и снизить ее гидравлическое сопротивление, непосредственно за турбиной (между сечениями $6-6$ и $6'-6'$) обычно делается небольшой диффузор.

При стендовых испытаниях двигателя, когда удлинительная труба отсутствует, реактивный насадок крепится к выходному фланцу этого диффузора.

На рис. 97 пунктирными линиями показано изменение параметров газа по тракту двигателя в полете у земли с большой скоростью. Воздух перед входом в двигатель сжимается за счет скоростного напора. В результате этого повышается давление воздуха во всей проточной части двигателя и увеличивается перепад давлений в реактивном сопле. Это приводит в свою очередь к некоторому возрастанию скорости на выходе из двигателя.

Сжатие воздуха за счет скоростного напора сопровождается повышением температуры как на входе в компрессор, так и на выходе из него. Это обычно не вызывает заметного изменения температуры газа перед турбиной. При постоянном числе оборотов она остается практически неизменной, что достигается соответствующим регулированием подачи топлива.

*
*
*

У существующих ТРД применяются суживающиеся реактивные сопла. Течение газа в таких соплах зависит от того, какой в них устанавливается перепад давлений: докритический или сверхкритический. Величина критического перепада давлений приблизительно может быть определена из условия $\frac{P_a^*}{P_H} = 1,86$.

При докритических перепадах, когда $\frac{P_a^*}{P_H} < 1,86$, газ может расширяться в реактивном сопле до атмосферного давления. В этом случае давление в выходном сечении будет равно P_H . Только при наличии большой конусности реактивного насадка (превышающей 6—10°) давление p_4 может оказаться несколько больше, чем P_H .

При сверхкритических перепадах, когда $\frac{P_a^*}{P_H} > 1,86$, на срезе реактивного сопла устанавливается давление выше атмосферного. Его величина может быть определена из условия

$$p_4 \approx \frac{P_a^*}{1,86}.$$

Скорость газа в выходном сечении реактивного сопла равна в этом случае местной скорости звука.

У ТРД при работе на стенде перепад давлений в реактивном сопле может быть как докритическим, так и сверхкритическим. С увеличением скорости и высоты полета давление за турбиной P_a^* увеличивается, поэтому в полете перепад давлений обычно становится сверхкритическим.

При сверхкритических перепадах давлений или, как иногда говорят, при сверхкритических режимах истечения газа из реактивного сопла в нем происходит неполное расширение газа. В этом случае расширение продолжается вне двигателя (между сечениями 4—4 и 5—5).

Изображение рабочего процесса ТРД

На рис. 98 показана диаграмма изменения состояния газа по тракту двигателя в условиях полета в координатах $p - v$.

Линия 0—1—2 изображает общий процесс сжатия воздуха, последовательно протекающий в диффузоре и в компрессоре; линия 2—3 — изменение средних параметров состояния газа в камере сгорания; линия 3—в—4—5 — процесс расширения в турбине и в реактивном сопле.

В совокупности рассматриваемые процессы образуют контур 0—2—3—5, который может быть замкнут изобарой 5—0, соот-

ветствующей рассеиванию в атмосфере тепла, уносимого из двигателя выходящими газами. Процесс 5—0 протекает вне двигателя, и его изображение является условным. Полученный таким образом замкнутый контур 0—2—3—5—0 называется действительным циклом ТРД.

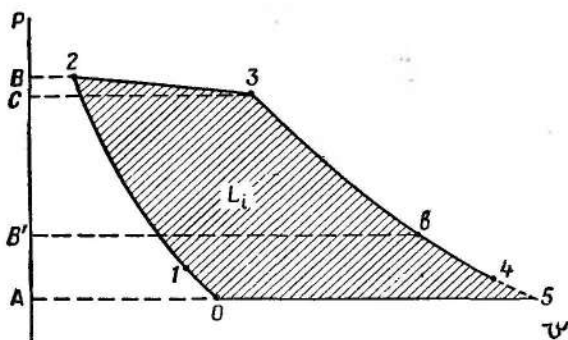


Рис. 98. Диаграмма рабочего процесса ТРД в координатах $p-v$

Процесс 0—1 при работе двигателя на месте и в полете, как указывалось, протекает различно. При работе двигателя на месте между сечениями 0—0 и 1—1 (см. рис. 97) происходит не сжатие, а расширение воздуха. Изображение действительного цикла ТРД в координатах $p-v$ для этого случая показано на рис. 99.

Общий процесс сжатия воздуха в ТРД изображается политропой 0—1—2 (рис. 98). Площадь $A012B$, находящаяся слева от этой политропы, представляет собой политропическую работу сжатия $L_{п.с.}$

Отношение давления воздуха в конце процесса сжатия (на выходе из компрессора) к давлению в окружающей атмосфере называют степенью сжатия воздуха в двигателе (или степенью повышения давления). Она равна произведению степеней сжатия воздуха в компрессоре и во входном диффузоре

$$\epsilon = \frac{p_2}{p_H} = \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{p_1}{p_H} = \epsilon_k \epsilon_{\text{диф}}$$

Очевидно, что при работе двигателя на месте $\epsilon_{\text{диф}}$ меньше единицы и общая степень сжатия воздуха в этом случае оказывается меньше степени сжатия компрессора. При больших скоростях по-

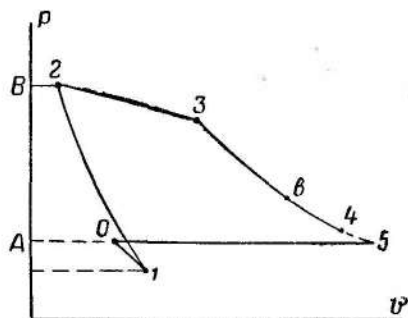


Рис. 99. Диаграмма рабочего процесса ТРД при работе на месте

лета сжатие воздуха от скоростного напора увеличивает общую степень сжатия по сравнению со степенью сжатия, создаваемой компрессором.

Иногда сжатие воздуха в компрессоре удобнее рассматривать не от статического давления на входе, а от давления полностью заторможенного воздушного потока перед компрессором (двигателем). В этом случае

$$\epsilon = \frac{p_2}{p_H} = \frac{p_2}{p_1^*} \cdot \frac{p_1^*}{p_H}.$$

Если степень сжатия определяется по полному давлению за компрессором, тогда

$$\epsilon = \frac{p_2^*}{p_H} = \frac{p_2^*}{p_1^*} \cdot \frac{p_1^*}{p_H} = \epsilon_k^* \epsilon_{\text{диф}}^*.$$

Необходимо заметить, что давление p_2^* очень мало отличается от p_2 , поэтому степени сжатия, определенные по полному и по статическому давлению за компрессором, по своей величине мало отличаются друг от друга.

Степень сжатия воздуха в ТРД изменяется в зависимости от изменения режима полета и числа оборотов. При работе двигателя в земных статических условиях с максимальным числом оборотов степень сжатия ϵ для двигателей с центробежными компрессорами, имеющими радиальные лопатки, составляет около 4,0—4,5, а для двигателей с осевыми компрессорами — 6—8 и более. С увеличением скорости и высоты полета степень сжатия воздуха в ТРД возрастает.

Рассмотрим процесс расширения газа в двигателе. Процесс расширения осуществляется в основном в турбине и в реактивном сопле. Следует заметить, однако, что процесс сгорания также сопровождается падением давления, поэтому и его принято относить к процессу расширения. В таком случае общий процесс расширения изобразится линией 2—3—5. Площадь $B235A$, расположенная слева от этой линии, в координатах $p - v$ будет представлять собой работу всего процесса расширения $L_{\text{п. р}}$, которая равна сумме политропических работ расширения в турбине (площадь $c3bB'$), в реактивном сопле (площадь $B'b5A$) и работы расширения в камере сгорания (площадь $B23C$).

Площадь 02350 , представляющая собой действительный цикл ТРД в координатах $p - v$, носит название индикаторной работы и обозначается L_i . Как видно из рис. 98, индикаторная работа равна разности политропических работ расширения и сжатия, т. е.

$$L_i = L_{\text{п. р}} - L_{\text{п. с}}. \quad (26)$$

Выясним, как используется в ТРД индикаторная работа. С этой целью напишем уравнение Бернулли для процесса сжатия воздуха в двигателе (от сечения 0—0 до сечения 2—2):

$$L_{\text{в. к}} + \frac{c_0^2 - c_2^2}{2g} = L_{\text{п. с}} + L_{\text{р. с}}. \quad (27)$$

Физический смысл уравнения (27) состоит в том, что эффективная работа, затрачиваемая на вращение компрессора $L_{в.к.}$, и изменение кинетической энергии воздуха при его торможении от скорости c_0 до скорости c_2 (скоростной напор), идут на сжатие воздуха и преодоление всех гидравлических потерь.

Аналогичное уравнение можно написать и для процесса расширения (между сечениями 2—2 и 5—5):

$$L_{п.р} = L_{в.т} + \frac{c_5^2 - c_2^2}{2g} + L_{г.р}. \quad (28)$$

Уравнение (28) показывает, что политропическая работа расширения газа в ТРД расходуется на создание эффективной работы турбины $L_{в.т}$, увеличение кинетической энергии газа и преодоление всех гидравлических потерь в процессе расширения.

Можно считать с большой степенью точности, что у ТРД вся работа, создаваемая турбиной, идет только на вращение компрессора. Это следует из того, что работа, затрачиваемая на привод вспомогательных агрегатов и на преодоление трения в подшипниках у ТРД, сравнительно мала. Она составляет обычно не более 1—2% от работы турбины и почти полностью покрывается за счет того, что фактический расход газа через турбину оказывается больше, чем расход воздуха через компрессор (на величину расхода топлива).

Если вычесть из уравнения (28) уравнение (27) и воспользоваться принятым допущением, согласно которому $L_{в.к} = L_{в.т}$, получим

$$L_i = L_{п.р} - L_{п.с} = \frac{c_5^2 - c_0^2}{2g} + \Sigma L_r,$$

где

$$\Sigma L_r = L_{г.с} + L_{г.р}.$$

Отсюда следует, что индикаторная работа идет на увеличение кинетической энергии газовой струи, проходящей через двигатель, и на преодоление всех гидравлических сопротивлений в двигателе.

Часть индикаторной работы, которая идет на увеличение кинетической энергии газа в двигателе, будем называть полезной работой цикла ТРД

$$L_{ц} = L_i - \Sigma L_r = \frac{c_5^2 - c_0^2}{2g}. \quad (29)$$

Как видим, работа цикла меньше индикаторной работы на величину суммарных гидравлических потерь в двигателе.

Работа цикла зависит от термодинамических параметров: степени сжатия и температуры газа перед турбиной, а также от коэффициентов полезного действия, оценивающих потери в процессах сжатия и расширения. Перечисленные величины, от которых зависит работа цикла, будем называть параметрами рабочего процесса ТРД.

Заметим, что в отличие от к. п. д. компрессора коэффициент полезного действия процесса сжатия, обозначаемый η_c , учитывает

потери не только в компрессоре, но и во входных устройствах двигателя и самолета, т. е. оценивает все гидравлические потери в процессе сжатия. Коэффициент полезного действия расширения, обозначаемый η_p , учитывает потери в камере сгорания, турбине и реактивном сопле, т. е. оценивает все гидравлические потери в процессе расширения.

Основными величинами, оценивающими совершенство ТРД, являются, как указывалось, удельная тяга и удельный расход топлива. Удельную тягу можно выразить через работу цикла, если воспользоваться известной нам формулой

$$P_{уд} = \frac{c_5 - c_0}{g}. \quad (30)$$

Выразив скорость c_5 через работу цикла из формулы (29) и подставив полученное значение в формулу (30), найдем, что

$$P_{уд} = \frac{1}{g} \left(\sqrt{2gL_{ц} + c_0^2} - c_0 \right).$$

Удельный расход топлива выражается через удельную тягу и количество тепла, вносимое в двигатель с топливом на 1 кг воздуха

$$C_p = \frac{3600Q}{\delta H_{ц} P_{уд}}.$$

Поэтому удельная тяга и удельный расход топлива, как и работа цикла, будут зависеть от параметров рабочего процесса. Одним из важнейших вопросов теории ТРД является изучение влияния этих параметров на удельную тягу и удельный расход топлива. Эти вопросы описаны на стр. 160—172.



*Доцент, кандидат технических наук
инженер-подполковник А. Н. ГОВОРОВ*

СИЛА ТЯГИ, К. П. Д. И ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ТРД

Прежде чем приступить к сравнению и оценке различных ТРД, необходимо определить характер и величину потерь в процессе преобразования тепловой энергии топлива в полезную тяговую работу, т. е. в работу, совершаемую двигателем при перемещении самолета в воздухе.

Сила тяги и полезная тяговая работа ТРД

Сила тяги ТРД представляет собой равнодействующую сил воздействия воздушного и газового потоков на элементы проточной части и наружной поверхности двигателя. Это воздействие складывается из давления и трения.

Как уже указывалось ранее, сила тяги ТРД определяется по формуле

$$P = \frac{G}{g} (c_5 - c_0), \quad (31)$$

где c_5 — скорость истечения газов из реактивного сопла двигателя.

В формуле (31) и в дальнейшем примем, что масса воздуха, входящего в двигатель, равна массе газов, выходящих из двигателя, т. е. пренебрегаем массой топлива. Это допущение не приведет к заметной ошибке, так как весовой расход топлива в ТРД не превышает 1,5—2% от весового расхода воздуха. Для доказательства справедливости формулы (31) обычно пользуются уравнением количества движения. Однако справедливость ее можно доказать и более простым путем, предложенным Н. Е. Жуковским.

Пусть ТРД работает на самолете, совершающем полет со скоростью c_0 (рис. 100).

Тягу двигателя, равную сопротивлению самолета, обозначим через P . Проведем три сечения: 0—0 в невозмущенном потоке перед двигателем; 5—5 за двигателем в том месте, где давление в струе

газов, выходящих из реактивного сопла, равно атмосферному; и 6—6 за двигателем на таком удалении, что кинетическую энергию струи выхлопных газов в этом сечении можно уже считать полностью потерянной и скорость потока попрежнему равной c_0 во всех точках сечения.

Воздействие двигателя на воздушный поток сводится к увеличению кинетической энергии проходящего через него воздуха; секундная работа, затраченная на увеличение кинетической энергии, равна

$$\frac{G}{g} \cdot \frac{c_5^2 - c_0^2}{2}.$$

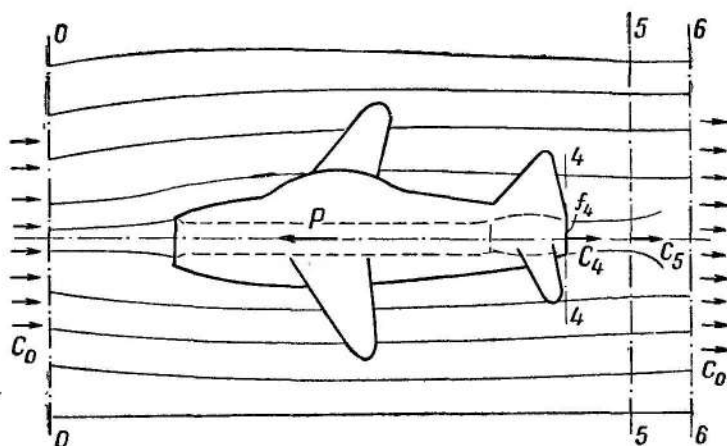


Рис. 100. К доказательству справедливости формулы силы тяги ТРД, установленного на самолете, совершающем полет со скоростью c_0

Полезная тяговая работа двигателя в одну секунду равна произведению силы тяги на скорость полета, т. е. Pc_0 . Что же касается потерянной работы, то она равна всей кинетической энергии газов, покидающих двигатель, так как в сечении 6—6 скорость всюду равна c_0 . Газы, выходя из реактивного сопла, перемещаются относительно двигателя со скоростью c_5 . В это же время двигатель перемещается в обратном направлении со скоростью c_0 . Следовательно, относительно окружающего воздуха скорость газов, покидающих двигатель, равна разности $c_5 - c_0$. Тогда секундная потерянная со струей газов работа составит $\frac{G}{2g} (c_5 - c_0)^2$. Очевидно, что увеличение кинетической энергии воздуха идет на получение полезной работы и на компенсацию потерь, т. е.

$$\frac{G}{g} \frac{c_5^2 - c_0^2}{2} = Pc_0 + \frac{G}{g} \frac{(c_5 - c_0)^2}{2},$$

Отсюда после простых преобразований находим

$$P = \frac{G}{g} (c_5 - c_0)^*,$$

что и требовалось доказать.

В теории ТРД все расчеты обычно ведутся для 1 кг воздуха, проходящего через двигатель. Поэтому, кроме полной тяги P , вводят понятие удельной тяги $P_{уд}$, под которой понимают отношение полной тяги к расходу воздуха.

Удельная тяга ТРД в соответствии с приведенной формулой, очевидно, равна

$$P_{уд} = \frac{P}{G} = \frac{c_5 - c_0}{g}. \quad (32)$$

Коэффициенты полезного действия и тепловой баланс ТРД

Потери в процессе преобразования тепловой энергии в полезную работу оцениваются коэффициентами полезного действия двигателя. Рассмотрим термический, тяговый и полный к. п. д. двигателя. Все величины будем относить к 1 кг воздуха, проходящего через ТРД.

Термический к. п. д. реального цикла называется отношение приращения кинетической энергии воздуха, проходящего через двигатель, к работе, эквивалентной теплу, внесенному в двигатель с топливом:

$$\eta_t = \frac{\frac{c_5^2 - c_0^2}{2g}}{\frac{Q_0}{A}}, \quad (33)$$

где $\frac{c_5^2 - c_0^2}{2g}$ — приращение кинетической энергии 1 кг воздуха, проходящего через двигатель;
 Q_0 — тепло, внесенное с топливом на 1 кг воздуха.

Термический к. п. д. показывает, какая часть тепла, внесенного в двигатель с топливом, переходит в кинетическую энергию воздуха, проходящего через двигатель. Таким образом, термический к. п. д. характеризует степень совершенства ТРД как тепловой машины, предназначенной для преобразования тепловой энергии топлива

* Следует отметить, что эта формула справедлива лишь в том случае, когда давление в струе газов на срезе реактивного сопла p_4 близко атмосферному p_H . В современных ТРД очень часто $p_4 > p_H$. В этом случае выражение для силы тяги должно быть

$$P = \frac{G}{g} (c_4 - c_0) + (p_4 - p_H) f_4,$$

где f_4 — площадь выходного сечения реактивного сопла, а c_4 — скорость газа в обресе реактивного сопла.

Эта формула является общим выражением для силы тяги ТРД.

в кинетическую энергию воздуха. Он учитывает все потери тепла в процессе этого преобразования.

Потери тепла складываются из потерь тепла с выхлопными газами и потерь вследствие неполноты выделения тепла.

Потери тепла с выхлопными газами составляют основную часть потерь в ТРД. Если обозначить температуру воздуха через T_0 , а температуру выхлопных газов через T_4 , то эти потери равны $c_p(T_4 - T_0)$, где c_p — средняя теплоемкость продуктов сгорания при постоянном давлении. Потери тепла с выхлопными газами достигают 67—73% от тепла Q_0 , внесенного с топливом.

Потери вследствие неполноты выделения тепла учитывают неполноту сгорания топлива и отвод тепла через стенки камеры сгорания, корпус турбины и стенки реактивного сопла. Эти потери равны $(1 - \delta) Q_0$. Обычно $\delta = 0,96 \div 0,97$. Следовательно, потери из-за неполноты выделения тепла составляют 3—4% от тепла, внесенного с топливом. Поэтому термический к. п. д. турбореактивного двигателя колеблется обычно в пределах $\eta_t \approx 0,24 \div 0,30$. Величина термического к. п. д. зависит от параметров рабочего процесса двигателя — степени сжатия воздуха и температуры газов в конце процесса сгорания, а также от гидравлических потерь при течении воздуха.

Тяговым к. п. д. называется отношение полезной тяговой работы, совершаемой двигателем, к приращению кинетической энергии воздуха, проходящего через двигатель:

$$\eta_P = \frac{P_{уд} c_0}{\frac{c_5^2 - c_0^2}{2g}}, \quad (34)$$

где $P_{уд} c_0$ — полезная тяговая работа, приходящаяся на 1 кг воздуха.

Тяговый к. п. д. показывает, какая часть приращения кинетической энергии воздуха в двигателе переходит в полезную тяговую работу. Он характеризует степень совершенства ТРД как движителя, предназначенного для преобразования кинетической энергии воздуха в полезную тяговую работу.

Если термический к. п. д. можно сравнить с эффективным к. п. д. поршневого авиационного двигателя, то тяговый к. п. д. должен быть сопоставлен с к. п. д. воздушного винта.

Заменив в формуле (34) удельную тягу через ее выражение (32), получим

$$\eta_P = \frac{\frac{(c_5 - c_0) c_0}{g}}{\frac{c_5^2 - c_0^2}{2g}} = \frac{2c_0}{c_5 + c_0} = \frac{2}{1 + \frac{c_5}{c_0}}. \quad (35)$$

Тяговый к. п. д. в представленном виде впервые введен Н. Е. Жуковским, а для ТРД он был впервые применен академиком Б. С. Стечкиным. Тяговый к. п. д. учитывает потери кинетической

энергии с продуктами сгорания, выходящими из двигателя. Потери эти, как уже указывалось ранее, равны $\frac{(c_5 - c_0)^2}{2g}$. Как видно из формулы (35), тяговый к. п. д. зависит от отношения скорости истечения газов к скорости полета. Чем больше это отношение, тем меньше величина η_p . Это и понятно: с ростом отношения $\frac{c_5}{c_0}$ растет скорость газов, выходящих из двигателя, относительно атмосферного воздуха ($c_5 - c_0$) и соответственно растут потери кинетической энергии. При $c_0 = 0$ $\eta_p = 0$, что очевидно, ибо при этом полезная тяговая работа обращается в нуль и вся кинетическая энергия газов по выходе из двигателя является потерянной. Тяговый к. п. д. достигает единицы при $c_5 = c_0$, так как в этом случае скорость газов по выходе из двигателя относительно атмосферного воздуха равна нулю. Однако, как видно из формулы (31), тяга двигателя при этом обращается в нуль. Поэтому на практике приходится заботиться о получении высокого тягового к. п. д. при приемлемых значениях удельной тяги двигателя. Для существующих ТРД величина η_p колеблется в широких пределах в зависимости от скорости полета. Максимальная его величина обычно не превышает 0,5—0,65.

Полным к. п. д. ТРД называется отношение полезной тяговой работы двигателя к работе, эквивалентной теплу, внесенному в двигатель с топливом

$$\eta_n = \frac{P_{уд} c_0}{\frac{Q_0}{A}} \quad (36)$$

Полный к. п. д. учитывает все потери в процессе преобразования тепловой энергии в полезную тяговую работу. Из сопоставления выражений (33), (34) и (36) видно, что

$$\eta_n = \eta_t \eta_p \quad (37)$$

При работе двигателя на месте полный к. п. д. обращается в нуль, ибо при этом $\eta_p = 0$. Физически это объясняется тем, что тяговая работа двигателя на месте равна нулю.

В полете полный к. п. д. существующих ТРД обычно не превышает 17—19%.

Анализ термического, тягового и полного к. п. д. показывает, что в процессе преобразования тепловой энергии топлива в полезную тяговую работу потери образуются: за счет неполного сгорания топлива и отвода тепла через стенки двигателя — 3—4%; за счет потерь тепловой энергии с выхлопными газами $c_p (T_5 - T_H) - 67—73\%$; со струей газов (в виде кинетической энергии) $\frac{(c_5 - c_0)^2}{g}$ около 7—11%. Следовательно, на полезную тяговую работу затрачивается до 17—19% тепла, введенного в двигатель.

Процесс преобразования тепла, внесенного с топливом, в полезную тяговую работу схематически изображен на рис. 101. Горизон-

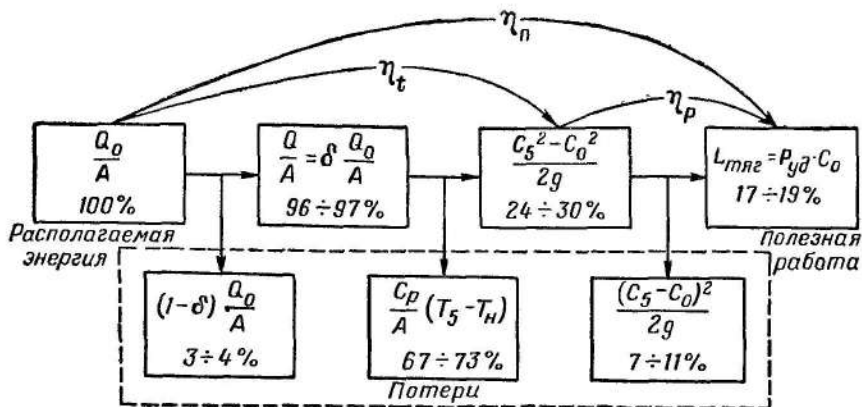


Рис. 101. Тепловой баланс ТРД

тальные стрелки показывают последовательность преобразования тепла в тяговую работу, а вертикальные — потери на каждом этапе преобразования. На рис. 101 даны также средние для ТРД значения всех потерь в процентах от тепла, внесенного с топливом.

Основные удельные параметры, характеризующие совершенство ТРД

Реактивные двигатели с точки зрения применения их в качестве силовых авиационных установок удобнее всего оценивать по удельным параметрам. Важнейшими параметрами ТРД являются: удельная тяга, удельный расход топлива, удельный вес двигателя и удельная лобовая тяга.

Удельной тягой двигателя P_{yd} , как уже указывалось, называется отношение тяги двигателя к секундному весовому расходу воздуха через двигатель.

Удельная тяга характеризует относительные размеры и вес двигателя: чем больше удельная тяга, тем меньше при данной тяге размеры и вес двигателя.

Для существующих ТРД величина удельной тяги равна

$$P_{yd} = 55 \div 65 \text{ [кг} \cdot \text{сек/кг]}.$$

Удельным расходом топлива C_p называется отношение часового расхода топлива к тяге двигателя:

$$C_p = \frac{G_{т. \text{ час}}}{P} \text{ [кг/кг} \cdot \text{час]}.$$

Удельный расход топлива — величина очень важная, характеризующая ТРД с точки зрения экономичности: чем меньше удельный расход топлива, тем больше дальность и продолжительность полета при данном запасе топлива.

В настоящее время удельный расход топлива в ТРД находится в пределах $C_p = 0,9 \div 1,1$.

Удельным весом двигателя $g_{\text{дв}}$ называется отношение сухого веса двигателя $G_{\text{дв}}$ к развиваемой им при работе на месте тяге:

$$g_{\text{дв}} = \frac{G_{\text{дв}}}{P} [\text{кг/кг} \cdot \text{тяги}].$$

Удельный вес двигателя характеризует силовую установку в весовом отношении. Удельный вес ТРД составляет $0,2 \div 0,4$.

Удельной лобовой тягой двигателя $P_{\text{лоб}}$ называется отношение тяги двигателя P при работе на месте к максимальной площади поперечного сечения (лобовой площади) двигателя

$$P_{\text{лоб}} = \frac{P}{F_{\text{лоб}}} [\text{кг/м}^2].$$

Удельная лобовая тяга косвенно характеризует аэродинамическое сопротивление силовой установки: чем больше при данной тяге $P_{\text{лоб}}$, тем меньше, очевидно, сопротивление, вызываемое силовой установкой.

Для ТРД с центробежными компрессорами удельная лобовая тяга равна $P_{\text{лоб}} = 1500 \div 2200 [\text{кг/м}^2]$, а для ТРД с осевыми компрессорами $P_{\text{лоб}} = 3500 \div 5000 [\text{кг/м}^2]$.

Очевидно, что оценка совершенства ТРД может быть сделана правильно лишь при одновременном рассмотрении всех основных удельных параметров двигателя.



Доцент, кандидат технических наук
инженер-майор Ю. Н. НЕЧАЕВ

ЗАВИСИМОСТЬ УДЕЛЬНОЙ ТЯГИ И УДЕЛЬНОГО РАСХОДА ТОПЛИВА ТРД ОТ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

Для сравнительной оценки летных качеств турбореактивных двигателей принято пользоваться удельными параметрами. Основными из них являются удельная тяга $P_{уд}$ и удельный расход топлива C_p . Для улучшения данных ТРД стремятся повысить $P_{уд}$ и понизить C_p . Увеличение удельной тяги приводит к уменьшению секундного расхода воздуха через двигатель, необходимого для получения заданной общей тяги. А это в свою очередь ведет к уменьшению диаметральных размеров и веса двигателя. Уменьшение удельного расхода топлива при прочих равных условиях приводит к уменьшению его часового расхода и, следовательно, к улучшению экономичности двигателя.

Удельная тяга и удельный расход топлива ТРД, как уже указывалось, зависят от степени сжатия воздуха в двигателе ϵ , температуры газа перед турбиной T_3 и коэффициентов полезного действия процессов сжатия и расширения η_c и η_p . Рассмотрим зависимость удельной тяги и удельного расхода топлива от каждого из указанных факторов в отдельности и в первую очередь от степени сжатия и температуры газа перед турбиной. Подобный анализ позволит выяснить, в какой мере выбор тех или иных исходных параметров влияет на основные данные ТРД.

Зависимость удельной тяги и удельного расхода топлива от степени сжатия воздуха

Выясним прежде всего, какое влияние оказывает степень сжатия воздуха в двигателе $\epsilon = \frac{P_2}{P_H}$ на величину его удельной тяги.

Примерный характер зависимости удельной тяги от степени сжатия при постоянной температуре газа перед турбиной показан на рис. 102. На этом рисунке видно, что при увеличении степени сжатия удельная тяга сначала возрастает, а затем, достигнув максимального значения, начинает уменьшаться. Степень сжатия, при ко-

торой удельная тяга достигает наибольшего значения, называется оптимальной степенью сжатия и обозначается $\epsilon_{\text{опт}}$.

Указанное изменение удельной тяги от изменения степени сжатия находит простое физическое объяснение. Удельная тяга ТРД зависит от двух факторов: от количества тепла, сообщаемого каждому килограмму воздуха, проходящего через двигатель, и от эффективности использования этого тепла.

Количество подводимого тепла $Q = c_p (T_3 - T_2)$ лимитируется допустимой температурой газа T_3 перед турбиной. При постоянной температуре T_3 количество сообщаемого газу тепла Q с увеличением степени сжатия непрерывно уменьшается, так как возрастает температура T_2 на выходе из компрессора (см. рис. 102).

С другой стороны, с увеличением степени сжатия (до определенного предела) улучшается эффективность преобразования подводимого тепла в полезную работу.

В результате влияния этих двух противоположно действующих факторов удельная тяга при увеличении степени сжатия вначале возрастает до тех пор, пока преобладает улучшение использования тепла, а затем начинает падать вследствие уменьшения количества сообщаемого газу тепла.

При очень высокой степени сжатия удельная тяга обращается в нуль. Объясняется это тем, что температура T_2 на выходе из компрессора приближается к допустимой температуре газа перед турбиной T_3 и количество сообщаемой газу тепловой энергии оказывается уже настолько мало, что ее хватает только на преодоление гидравлических потерь в двигателе. Можно доказать, что степень сжатия, при которой удельная тяга обращается в нуль, равна квадрату оптимальной. Оптимальная же степень сжатия $\epsilon_{\text{опт}}$ может быть определена по формуле

$$\epsilon_{\text{опт}} = \left(\frac{T_3}{T_H} \eta_c \eta_p \right)^{1,75}.$$

Из этой формулы видно, что оптимальная степень сжатия ТРД возрастает с увеличением температуры газа перед турбиной T_3 и к. п. д. процессов сжатия и расширения. В частности, при постоянстве перечисленных величин оптимальная степень сжатия несколько повышается с увеличением высоты полета (из-за уменьшения тем-

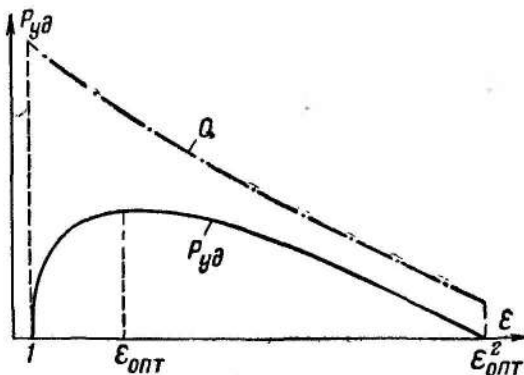


Рис. 102. График зависимости удельной тяги от степени сжатия

пературы окружающего воздуха T_H) и остается неизменной при изменении скорости полета.

Напомним, что общая степень сжатия воздуха в двигателе равна произведению степеней сжатия воздуха во входном диффузоре и компрессоре, поэтому оптимальную степень сжатия можно представить в следующем виде:

$$\epsilon_{\text{опт}} = \epsilon_{\text{диф}} \epsilon_{\text{к. опт}}$$

где $\epsilon_{\text{к. опт}}$ — степень сжатия воздуха в компрессоре, обеспечивающая при заданном режиме полета максимальную удельную тягу.

Отсюда видно, что хотя с увеличением скорости полета $\epsilon_{\text{опт}}$ остается неизменной, но $\epsilon_{\text{к. опт}}$ уменьшается. Объясняется это увеличением степени сжатия воздуха во входном диффузоре за счет

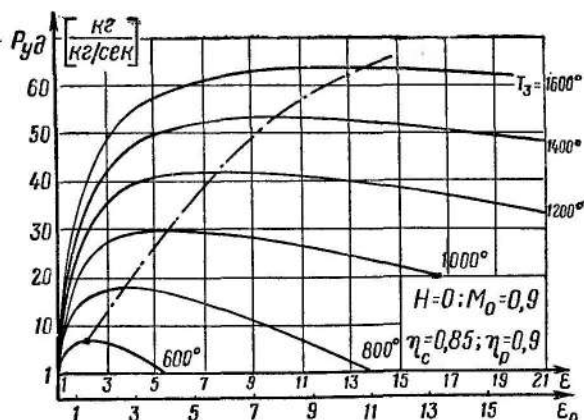
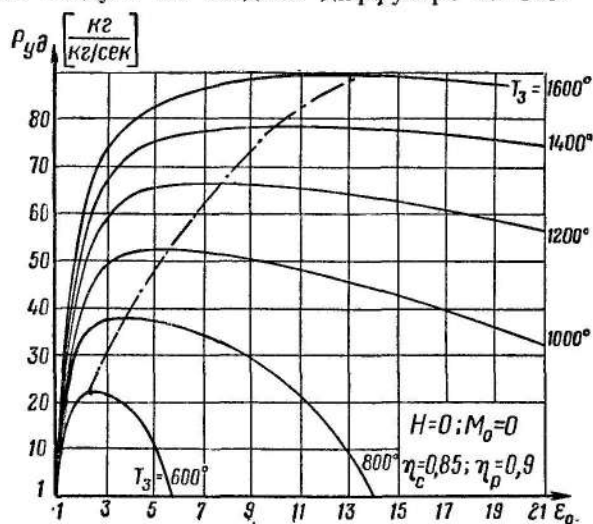
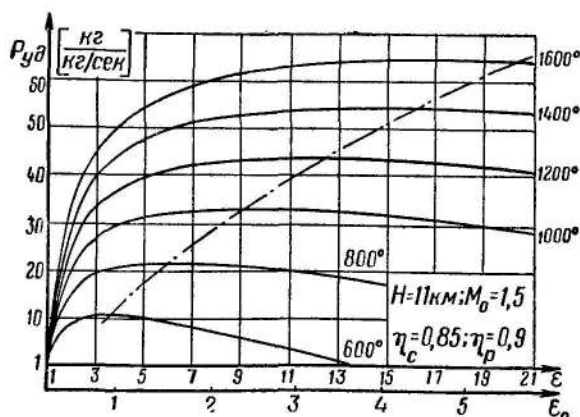
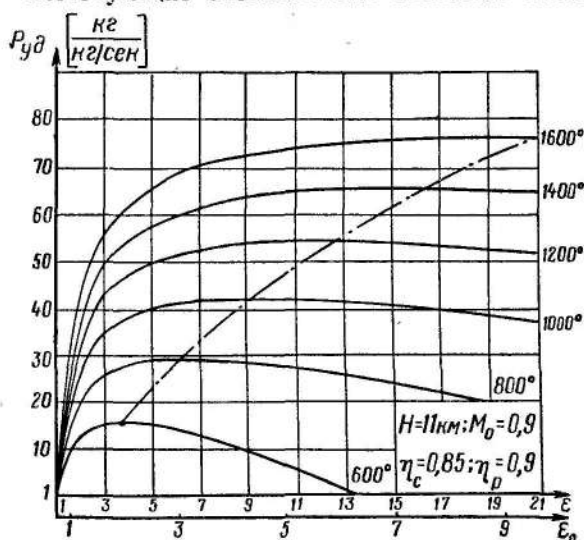


Рис. 103. Графики зависимости удельной тяги от степени сжатия для

скоростного напора. При очень больших скоростях полета оптимальная степень сжатия воздуха в компрессоре может оказаться равной единице. Это будет означать, что при таких скоростях в целях обеспечения максимальной удельной тяги применение компрессора становится нецелесообразным и нужно переходить к бескомпрессорному (прямоточному) ВРД. Скорости полета, при которых $\epsilon_{к. опт}$ уменьшается до единицы, весьма велики — они в 2,5—3 раза превосходят скорость звука.

На рис. 103 приведены графики изменения удельной тяги в зависимости от степени сжатия, рассчитанные для разных температур газа перед турбиной и различных режимов полета. На каждой кривой точками отмечены максимальные значения удельных тяг, соответствующие оптимальным степеням сжатия.



различных температур газа перед турбиной и режимов полета

Как видно из этих графиков, оптимальная степень сжатия ТРД при работе у земли, на месте (для допустимых в настоящее время температур газа перед турбиной) равна 6,5—7,5, а на высоте 11 км она увеличивается до 10—12.

Кроме того, из этих графиков видно также и влияние температуры газа перед турбиной на $P_{уд}$. Увеличение температуры газа перед турбиной приводит к увеличению удельных тяг, а также к смещению максимумов на кривых удельной тяги в сторону больших значений степеней сжатия. Подробное влияние температуры газа перед турбиной будет рассмотрено далее.

Графики на рис. 103, характеризующие работу ТРД в полете, имеют по оси абсцисс, кроме масштаба для степени сжатия ϵ , еще и второй масштаб для степени сжатия ϵ_0 , приведенной к земным статическим условиям. Она определена из равенства адиабатических работ компрессора на земле и в полете. Сравнение степеней сжатия ϵ_0 при различных режимах полета показывает, что с увеличением скорости и высоты полета исходная степень сжатия компрессора, необходимая для получения в полете максимальной удельной тяги, уменьшается.

Характерным для рассматриваемых кривых является весьма малое изменение удельной тяги в широком диапазоне изменения степени сжатия, в особенности при высоких значениях температур газа перед турбиной. Из рис. 103 видно, например, что при температуре газа перед турбиной $T_3 = 1200^\circ$ абс. повышение степени сжатия воздуха от 4 до 7,5 при работе двигателя в земных статических условиях дает увеличение удельной тяги не более чем на 3%. Это говорит о том, что величина степени сжатия, если она не очень мала, не оказывает существенного влияния на удельную тягу ТРД.

Рассмотрим теперь, как величина степени сжатия воздуха в ТРД влияет на удельный расход топлива. Для этого обратимся к формуле

$$C_P = \frac{3600 Q}{\epsilon H u P_{уд}}. \quad (38)$$

Если $\epsilon = 1$, то удельный расход топлива C_P стремится к бесконечности, это объясняется тем, что при $\epsilon = 1$ удельная тяга равна нулю (см. формулу 38). С увеличением степени сжатия от 1 до $\epsilon_{\text{опт}}$ удельный расход топлива уменьшается за счет увеличения $P_{уд}$ и уменьшения Q .

Однако при $\epsilon_{\text{опт}}$ удельный расход топлива еще не достигает своего наименьшего значения. Это объясняется тем, что кривая удельной тяги вблизи максимума очень пологая, а Q непрерывно убывает. Поэтому удельный расход топлива продолжает падать.

В силу указанных причин степень сжатия, соответствующая наименьшему значению удельного расхода топлива, всегда больше оптимальной. Эту степень сжатия будем называть экономической или оптимальной по удельному расходу топлива и обозначим $\epsilon_{\text{э.к.}}$.

При степенях сжатия, больших $\epsilon_{\text{э.к.}}$, удельный расход топлива уже начинает возрастать и при $\epsilon_{\text{опт}}^2$ стремится к бесконечности, так как удельная тяга вновь становится равной нулю.

Характер зависимости удельного расхода топлива C_p от степени сжатия показан на рис. 104. Здесь же пунктирными линиями изображены кривые для $P_{уд}$ и Q , перенесенные с рис. 102.

Графики изменения удельного расхода топлива в зависимости от степени сжатия, рассчитанные для разных температур газа перед турбиной, а также различных режимов полета, приведены на рис. 105.

Из сравнения этих графиков с кривыми на рис. 103 видно, что при одинаковых температурах газа перед турбиной и при прочих равных условиях степени сжатия, при которых достигается наименьший удельный расход топлива, значительно выше степеней сжатия, соответствующих максимуму удельной тяги. Поэтому увеличение степени сжатия позволяет значительно снизить удельный расход топлива. Так, например, из рис. 105

следует, что в статических условиях при температуре $T_3 = 1200^\circ$ абс. повышение степени сжатия от 4 до 7,5 приводит к уменьшению удельного расхода топлива от 1,1 до 0,92, т. е. на 20%.

Экономические степени сжатия, как видно из рис. 105, очень велики. При $T_3 = 1200^\circ$ абс. экономическая степень сжатия получается большей 20. При столь высоких степенях сжатия удельный расход топлива в статических условиях может быть доведен до 0,7 кг/кг·час.

Следует обратить внимание также на то, что с увеличением температуры газа перед турбиной экономические степени сжатия повышаются.

Приведенные данные показывают, что для получения удельных расходов топлива, близких к минимальным, требуются очень высокие степени сжатия воздуха. Однако получение высоких степеней сжатия связано с усложнением конструкции двигателя, увеличением его веса и габаритов. Повышение степеней сжатия особенно затруднено у двигателей с одноступенчатыми центробежными компрессорами, имеющими радиальные лопатки, в которых, как правило, не удается получить степень сжатия более 5. Вместе с тем мы видим, что повышение степеней сжатия воздуха в ТРД является весьма эффективным средством улучшения их экономичности и имеет поэтому большие перспективы.

Рассмотрев зависимость удельной тяги и удельного расхода топлива от степени сжатия, можно высказать некоторые общие соображения о выборе степени сжатия для ТРД.

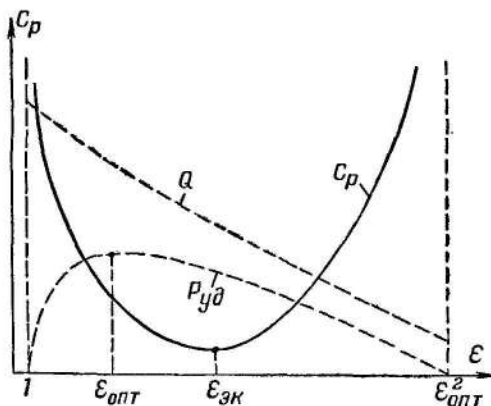


Рис. 104. График зависимости удельного расхода топлива от степени сжатия

Степень сжатия должна выбираться в зависимости от назначения двигателя. Если двигатель предназначен для самолета-истребителя, рассчитанного на большие скорости полета, к нему в первую очередь предъявляются требования малого удельного веса и большой удельной тяги. В этом случае целесообразно выбирать степень сжатия, равную в земных статических условиях 5—7, обеспечивающую удельную тягу, близкую к максимальной, и приемлемый для таких двигателей удельный расход топлива.

Двигатель, который предназначен для бомбардировщика или для транспортного самолета, должен в первую очередь иметь малый удельный расход топлива. В данном случае могут быть выбраны более высокие степени сжатия, порядка 8—10 и более. Двигатель с такой степенью сжатия должен иметь осевой компрессор и много-

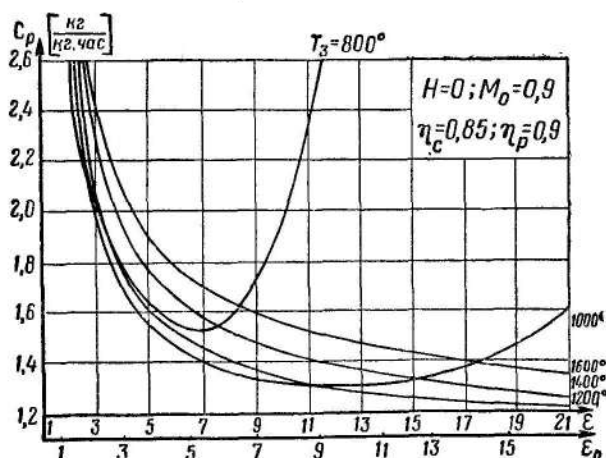
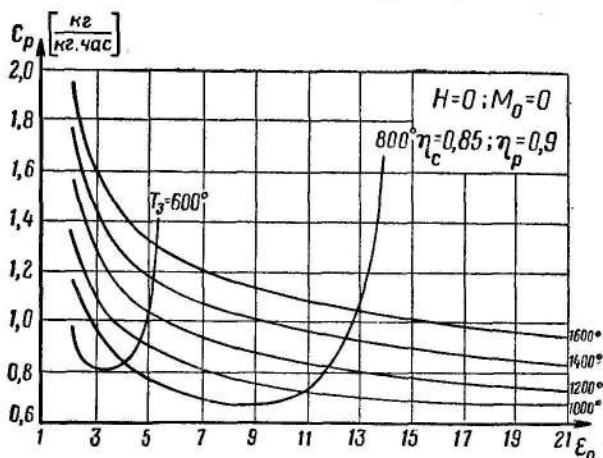


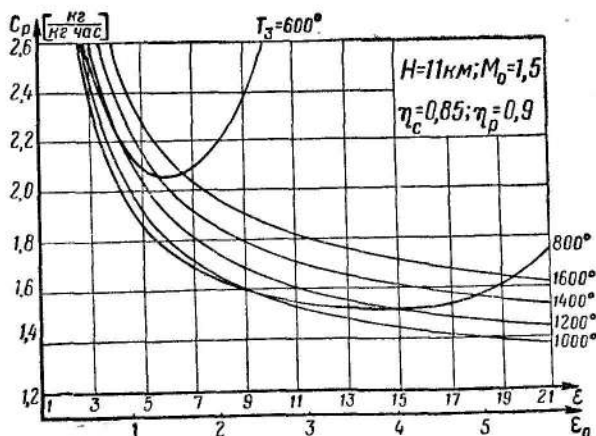
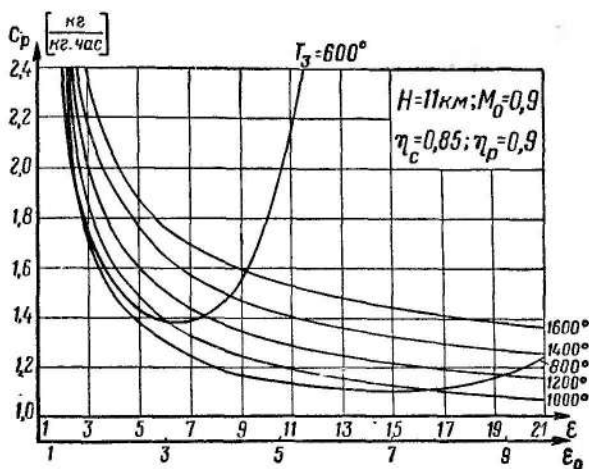
Рис. 105. График зависимости удельного расхода топлива от степени

ступенчатую газовую турбину. Его вес и габариты несколько увеличатся, но он будет иметь низкий удельный расход топлива, близкий в условиях полета к минимальному.

Таким образом, при выборе степени сжатия ТРД в процессе их проектирования исходят в основном из условия получения требуемого удельного расхода топлива, а не максимальной удельной тяги.

Зависимость удельной тяги и удельного расхода топлива от температуры газа перед турбиной

Рассмотрим, как температура газа перед турбиной влияет на удельную тягу и удельный расход топлива ТРД при условии, что режим полета и степень сжатия остаются неизменными.



сжатия для различных температур газа перед турбиной и режимов полета

Зависимость удельной тяги от температуры газа перед турбиной при прочих равных условиях показана на рис. 106. Из этого рисунка видно, что температура газа перед турбиной весьма сильно влияет на удельную тягу ТРД. Повышение температуры T_3 вызывает значительный рост удельной тяги, а с уменьшением ее удельная тяга быстро падает и при некотором значении температуры $T_{3\min}$ обращается в нуль. Объясняется это тем, что при уменьшении температуры T_3 количество сообщаемой тепловой энергии резко сокращается и при $T_{3\min}$ она полностью тратится на преодоление потерь в двигателе: двигатель начинает работать вхолостую.

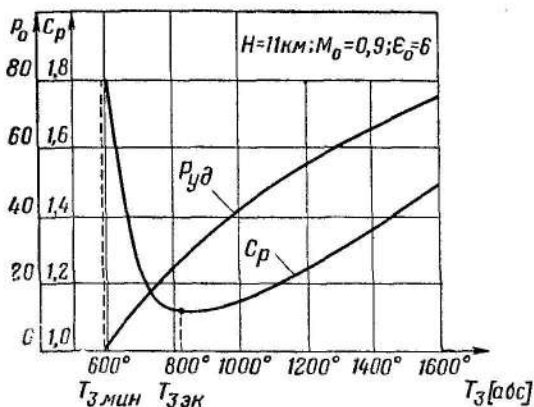


Рис. 106. График зависимости удельной тяги и удельного расхода топлива от температуры газа перед турбиной

Удельный расход топлива с увеличением температуры газа перед турбиной вначале падает, при некоторой температуре $T_{3эк}$ достигает наименьшего значения, а затем начинает незначительно

увеличиваться. При температуре $T_{3\min}$ удельный расход топлива, как следует из формулы (38), будет бесконечно большим, ибо удельная тяга при этом равна нулю.

Для того чтобы объяснить характер зависимости удельного расхода топлива от температуры газа перед турбиной, рассмотрим предварительно, как температура T_3 влияет на тяговый, термический и полный к. п. д. двигателя.

Тяговый к. п. д. *, как известно, выражается через скорость полета и скорость истечения следующим образом:

$$\eta_P = \frac{2c_0}{c_6 + c_0}. \quad (39)$$

В рассматриваемом нами случае скорость полета остается постоянной, а скорость истечения связана с удельной тягой соотношением $c_6 = c_0 + gP_{уд}$. Поэтому при температуре $T_{3\min}$, когда удельная тяга обращается в нуль, тяговый к. п. д. равен единице. С увеличением температуры T_3 удельная тяга возрастает, а тяговый к. п. д., как видно из формулы (39), все время уменьшается.

Уменьшение тягового к. п. д. с ростом температуры газа перед турбиной физически объясняется тем, что в данном случае увели-

* См. стр. 156—157.

чивается скорость истечения газа из реактивного сопла, а это ведет к увеличению потерь с выходной скоростью.

Термический к. п. д. реального цикла ТРД при температуре $T_{3\text{ мин}}$ равен нулю. С увеличением температуры газа перед турбиной он непрерывно увеличивается. Объясняется это тем, что с ростом T_3 общее количество тепловой энергии, вводимой в двигатель, возрастает весьма интенсивно, а та ее часть, которая затрачивается при прочих равных условиях на преодоление гидравлических потерь в двигателе, остается практически неизменной. Поэтому относительная доля полезно используемого тепла увеличивается, а относительная доля теряемого тепла уменьшается. Следует обратить внимание на то, что увеличение термического к. п. д. по мере роста абсолютного значения температуры T_3 становится все менее и менее заметным (рис. 107).

Полный к. п. д., равный произведению тягового и термического к. п. д., с ростом температуры T_3 вначале увеличивается до тех пор, пока преобладающую роль играет увеличение термического к. п. д., а затем, достигнув максимального значения при температуре $T_{3\text{ эк}}$, начинает уменьшаться (см. рис. 107). Таким образом, уменьшение полного к. п. д. ТРД при значительном увеличении температуры газа перед турбиной объясняется интенсивным падением тягового к. п. д. при весьма малом увеличении термического к. п. д.

Удельный расход топлива при заданной скорости полета обратно пропорционален полному к. п. д., поэтому с ростом температуры газа перед турбиной он вначале уменьшается, пока интенсивно возрастает термический к. п. д. (улучшается использование тепла), а затем начинает увеличиваться за счет уменьшения тягового к. п. д. Зависимости тягового, термического и полного к. п. д. от температуры газа перед турбиной приведены на рис. 107.

На рис. 108 даются графики зависимости удельного расхода топлива от температуры T_3 , рассчитанные для различных степеней сжатия при работе ТРД на месте и в полете. Из этих графиков видно, что температура $T_{3\text{ эк}}$ возрастает с увеличением степени сжатия. Вместе с тем при заданном значении ϵ она возрастает и при увеличении скорости полета.

Необходимо отметить, что в настоящее время в турбореактивных двигателях при существующих значениях степеней сжатия воздуха,

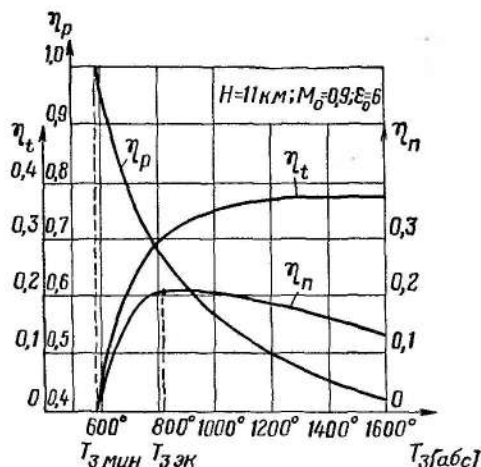


Рис. 107. График зависимости термического, тягового и полного к. п. д. от температуры газа перед турбиной

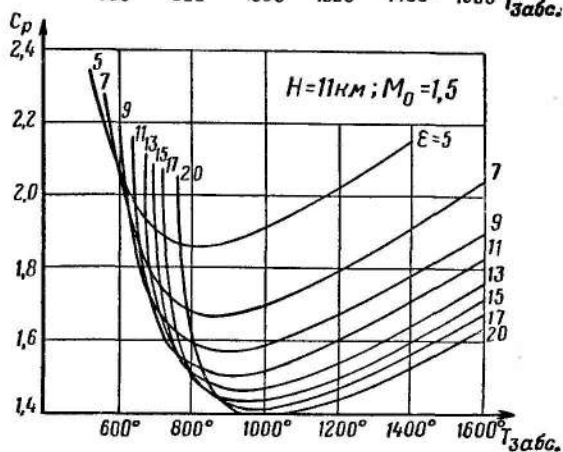
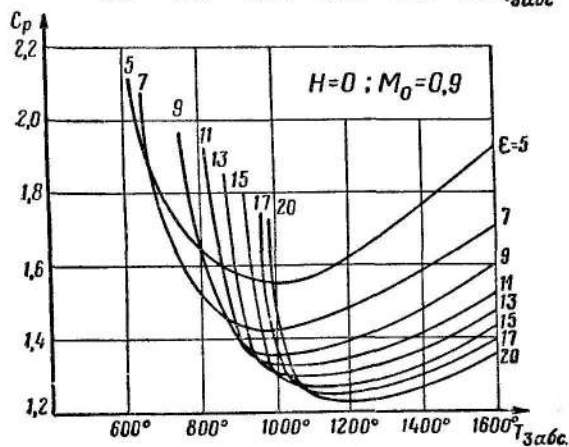
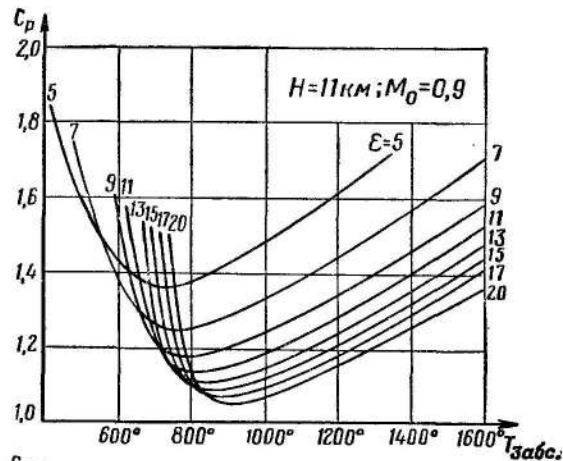
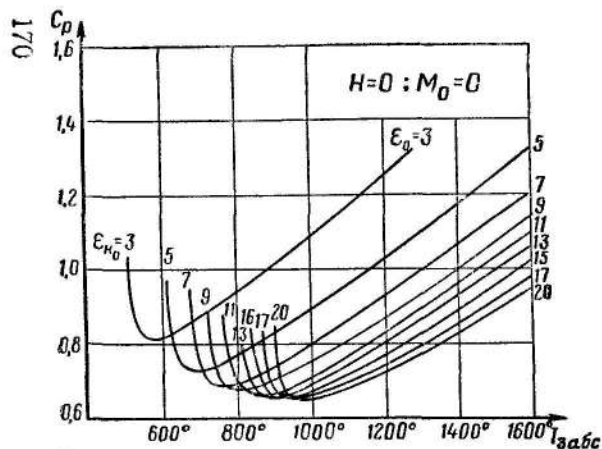


Рис. 108. Графики зависимости удельного расхода топлива от температуры газа T_3 при работе ТРД на месте и в полете

равных в статических условиях 5—7, температура газа перед турбиной достигает 1150—1200° абс. и несколько превосходит свое наилучшее по экономичности значение. Температура, при которой удельный расход топлива будет наименьшим, для тех же степеней сжатия равна 800—900° абс. (см. рис. 108). Такой выбор температуры газа перед турбиной объясняется стремлением повысить удельную тягу и создать двигатель более компактный и легкий.

Таким образом, повышение температуры газа перед турбиной служит весьма эффективным средством увеличения удельной тяги. Удельный расход топлива при этом возрастает менее интенсивно, особенно в полете. Повышение температуры газа перед турбиной на 100° приводит к увеличению $P_{уд}$ в среднем на 10—15%, тогда как C_p увеличивается всего на 5—8%.

Следовательно, при существующих значениях температуры T_3 дальнейшее уменьшение удельных расходов топлива у ТРД может быть получено за счет увеличения степени сжатия воздуха. Удельную тягу можно повысить путем увеличения температуры газа перед турбиной, что связано с некоторым увеличением удельного расхода топлива. Для того чтобы при увеличении температуры T_3 удельный расход топлива не увеличивался, необходимо одновременно с этим переходить и на более высокие степени сжатия.

Зависимость удельной тяги и удельного расхода топлива от к. п. д. процессов сжатия и расширения

При увеличении коэффициентов полезного действия процессов сжатия и расширения η_c и η_p (характеризующих гидравлические потери в двигателе) удельная тяга ТРД возрастает, а удельный расход топлива уменьшается. Это видно из графиков, представленных на рис. 109. Коэффициент полезного действия процесса расширения на удельную тягу оказывает большее влияние, чем к. п. д. процесса сжатия (см. рис. 109, а и б). Это объясняется тем, что сама работа расширения по своей величине превосходит работу сжатия. Поэтому потеря 1% работы расширения сильнее сказывается на величине $P_{уд}$, чем такая же потеря работы сжатия. Расчеты показывают, что изменение на 1% к. п. д. процесса сжатия приводит к изменению удельной тяги в среднем на 1%, а такое же изменение к. п. д. процесса расширения — на 1,5%.

Коэффициент полезного действия процесса сжатия в большей степени влияет на удельную тягу, чем на удельный расход топлива. Это объясняется тем, что с ростом η_c увеличивается одновременно удельная тяга и количество тепла Q . Поскольку удельный расход топлива определяется как отношение этих величин, его изменение с увеличением η_c оказывается менее значительным. Расчеты показывают, что при изменении η_c на 1% C_p изменяется всего на 0,3—0,4%.

Уменьшение удельной тяги и удельного расхода топлива ТРД может произойти за счет уменьшения к. п. д. процессов сжатия и расширения, вызванных износом лопаток компрессора и турбины, появлением на них шероховатостей и царапин от песка и пыли.

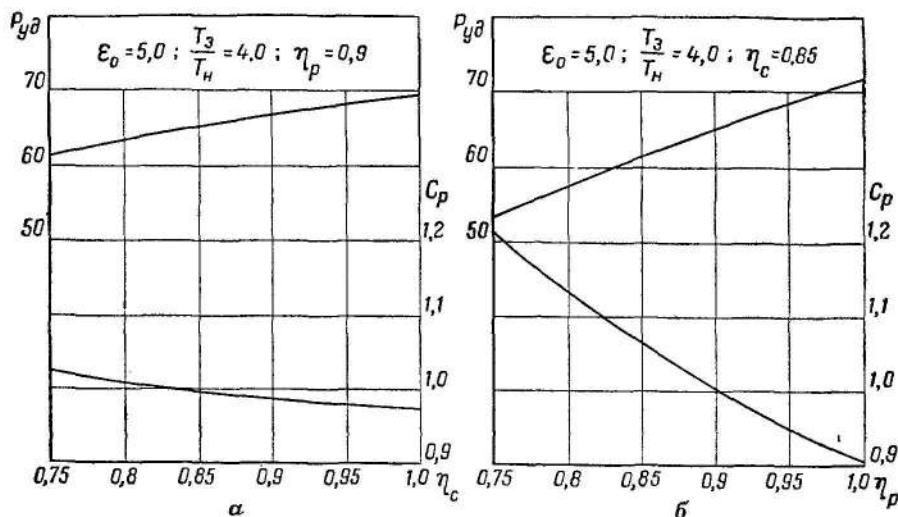


Рис. 109. Графики зависимости удельной тяги и удельного расхода топлива ТРД от величины к. п. д.:
а — сжатия (η_c); б — расширения (η_p)

Необходимо иметь в виду, что ухудшение состояния проточной части при работе ТРД с постоянным числом оборотов может привести к повышению температуры газа перед турбиной, а это может вызвать преждевременный выход двигателя из строя.



*Доцент, кандидат технических наук
инженер-подполковник А. Н. ГОВОРОВ*

ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ В ТРД

Устойчивость процесса сгорания в ТРД определяет надежность работы двигателя. Правильность организации процесса сгорания существенно сказывается на тяге и экономичности турбореактивных двигателей, а также на их важнейших эксплуатационных особенностях.

Поэтому к камерам сгорания предъявляют ряд требований, основными из которых являются:

- устойчивость процесса сгорания, обеспечивающая безотказную работу двигателя на всех режимах;
- высокая теплонапряженность, т. е. сообщение тепла воздуху при возможно малых объемах камер сгорания;
- надежный запуск двигателя как на земле, так и в полете;
- максимальная полнота сгорания топлива с минимальными потерями тепла и завершением процесса сгорания в самой камере сгорания так, чтобы факел пламени не достигал турбины;
- возможно малые гидравлические потери при течении воздуха и продуктов сгорания в камере;
- долговечность работы.

Наиболее широко применяемые камеры сгорания ТРД можно разделить на три группы: индивидуальные (трубчатые), кольцевые и трубчато-кольцевые.

Продольный разрез индивидуальной камеры сгорания показан на рис. 110. Камера состоит из жаровой трубы 1, топливной форсунки 2, стабилизирующих устройств 3, выполненных в виде диафрагмы с рядом отверстий, завихрителя 4 и наружного кожуха 5. Одноименные части других камер на всех рисунках обозначены одинаковыми цифрами.

Кольцевая камера сгорания (рис. 111) представляет собой кольцевое пространство, заключенное между наружным и внутренним цилиндрическими экранами 6, предохраняющими корпус двигателя от воздействия высоких температур. Жаровая труба 1 камеры представляет собой кольцевую полость, образованную двумя цилиндрическими стенками различного диаметра.

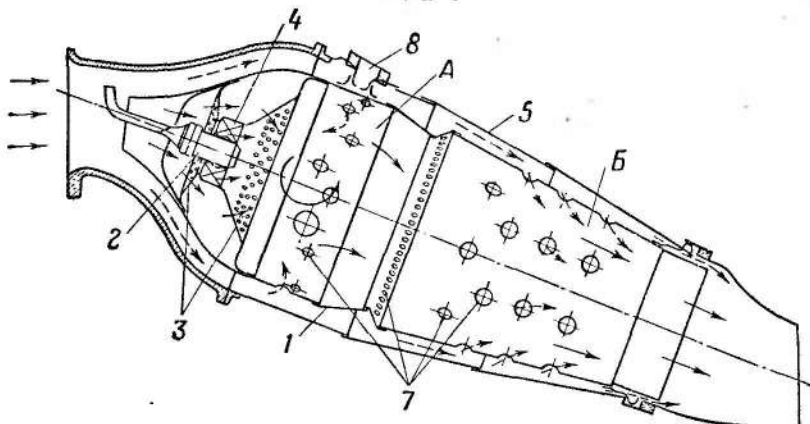


Рис. 110. Индивидуальная камера сгорания:

1 — жаровая труба; 2 — топливная форсунка; 3 — стабилизирующие устройства; 4 — завихритель; 5 — наружный кожух; 7 — отверстия для подвода вторичного воздуха; 8 — соединительный патрубок; А — зона горения; Б — зона смешения

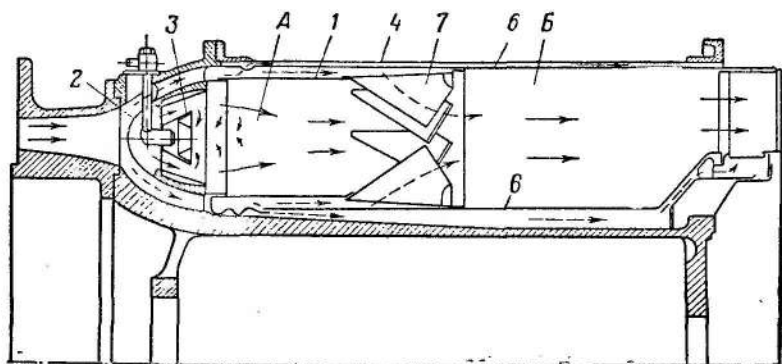


Рис. 111. Кольцевая камера сгорания:

1 — жаровая труба; 2 — топливная форсунка; 3 — стабилизирующее устройство; 4 — наружный кожух; 6 — цилиндрический экран; 7 — посадка для подвода вторичного воздуха; А — зона горения; Б — зона смешения

В трубчато-кольцевой камере сгорания (рис. 112) конструкция самой камеры сгорания — кольцевая, а жаровые трубы — индивидуальные.

Наибольшее распространение в ТРД получили индивидуальные камеры сгорания. Они крепятся отдельно вокруг корпуса двигателя, поэтому их удобно осматривать и в случае необходимости заменять, не разбирая двигателя. Малые размеры индивидуальных камер сгорания удобны также при их испытаниях и доводке. На двигателях имеется от 6 до 16 камер.

Кольцевые камеры менее удобны в эксплуатации и доводке из-за больших размеров и необходимости разборки двигателя для сня-

тия камеры. Однако габариты двигателя с кольцевой камерой меньше, чем с индивидуальными. Кольцевая камера при равных объемах имеет меньший вес, чем индивидуальные камеры, что также очень важно для ТРД. Кроме того, кольцевая камера обеспечивает большую равномерность температуры продуктов сгорания по сечению на входе в сопловой аппарат турбины.

Трубчато-кольцевые камеры сгорания представляют собой промежуточный тип между кольцевой и индивидуальной камерами.

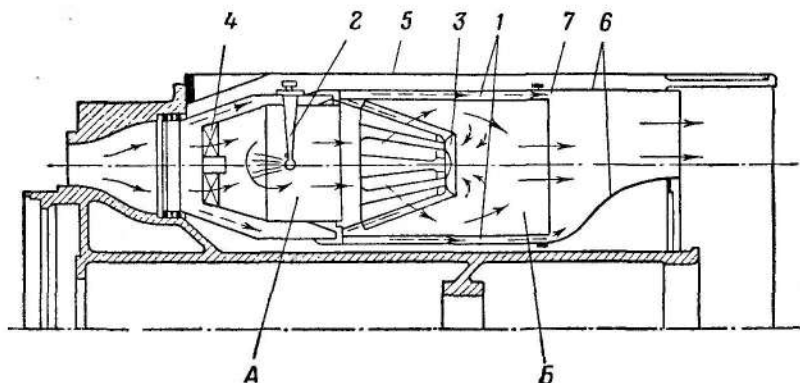


Рис. 112. Трубчато-кольцевая камера сгорания

1 — жаровая труба; 2 — форсунки; 3 — стабилизирующее устройство; 4 — завихритель; 5 — кожух; 6 — экран; 7 — кольцевая щель; А — зона горения; Б — зона смешения

Перейдем к рассмотрению особенностей процесса сгорания в ТРД. Как уже указывалось, материалы, применяемые для изготовления лопаток газовой турбины, при отсутствии специального охлаждения допускают температуру газов на входе в турбину не выше $830-875^{\circ}$.

При сгорании топлива с полным использованием кислорода атмосферного воздуха (при коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1$) температура продуктов сгорания намного выше. Нужную температуру можно получить, сжигая топливо при значительном избытке воздуха ($\alpha=3,6-4,0$). При работе же двигателя на пониженных оборотах коэффициент избытка воздуха становится еще больше.

Таким образом, в ТРД приходится сжигать очень бедные топливо-воздушные смеси. Известно, что движущаяся топливо-воздушная смесь горит устойчиво, если скорость сгорания достаточно велика. При малых скоростях сгорания пламя срывается — уносится потоком и горение прекращается. Но с увеличением коэффициента α , т. е. с обеднением смеси, скорость сгорания уменьшается. Для смесей с $\alpha=3,6-4,0$ скорость сгорания очень мала. Если весь воздушный поток в камере сгорания ТРД направить в зону горения, то процесс сгорания будет происходить очень вяло и потребуются камеры большого объема для осуществления полного сгорания топлива.

Для того чтобы обеспечить устойчивое горение и получить нужную температуру продуктов сгорания, каждая камера сгорания ТРД имеет две зоны: зону горения *А* и зону смешения *Б* (см. рис. 110—114). В зону горения, расположенную в жаровой трубе вблизи топливной форсунки, подается лишь часть воздуха (обычно 20—25 % от всего расхода воздуха). Этот воздух называется первичным. Коэффициент избытка воздуха в зоне горения равен примерно единице, что обеспечивает высокую скорость сгорания. Температура в зоне горения достигает 1800—2000°С. Остальной воздух, называемый вторичным, поступает в жаровую трубу через ряд отверстий или специальные насадки лишь в зоне смешения. В результате смешения продуктов сгорания, поступающих из зоны горения, с вторичным воздухом на выходе из камеры сгорания получается требуемая температура газов.

На всех схемах камер, приведенных на рис. 110—112, направление движения первичного воздуха показано сплошными стрелками, а вторичного — пунктирными.

В камере сгорания происходят следующие процессы: смесеобразование, горение топливно-воздушной смеси и смешение продуктов сгорания со вторичным воздухом. Смесеобразование в свою очередь включает в себя распыление топлива, перемешивание частичек его с воздухом и испарение топлива.

Следует, однако, заметить, что такое разделение процессов, происходящих в камере сгорания, на элементы условно, ибо одновременно может происходить несколько процессов.

При сжигании большого количества топлива в малых объемах, как это имеет место в камерах сгорания ТРД, быстрота и качество подготовки топливно-воздушной смеси ограничивают скорость сгорания, так как время, потребное на смесеобразование, превышает время собственно горения.

Распыление топлива производится форсункой 2. Тонкость распыления зависит от давления топлива перед форсункой (точнее, от перепада давлений в форсунке). На номинальном режиме работы двигателя топливо подается под давлением 40—60 кг/см². На пониженных режимах расход топлива уменьшается. При постоянном выходном сечении канала форсунки уменьшение подачи топлива достигается уменьшением давления топлива перед форсункой, что, однако, неблагоприятно сказывается на качестве распыления. Для получения хорошего распыления топлива и на пониженных режимах часто применяют двухканальные форсунки (например, форсунка камеры на рис. 110). В этом случае на повышенных режимах топливо подается через оба канала, а на пониженных — через канал с меньшим сечением (так называемый пусковой канал). Тогда и на пониженных режимах топливо подается под большим давлением, чем обеспечивается хорошее распыление.

Хорошие результаты дает распыление топлива при подаче его форсункой в сторону, противоположную направлению набегающего потока (см. рис. 112). Но гидравлические потери в камере сгорания,

изображенной на рис. 112, сравнительно с другими камерами велики.

Распыленное форсункой топливо перемешивается с потоком первичного воздуха, поступающего в жаровую трубу 1 камеры сгора-

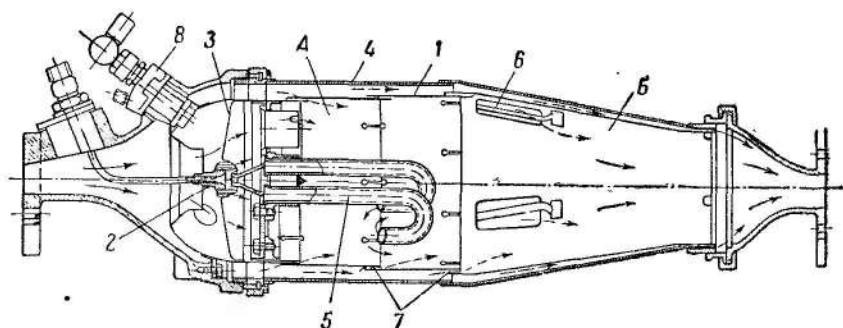


Рис. 113. Камера сгорания с испарительными трубками:

1 — жаровая труба; 2 — топливная форсунка; 3 — стабилизирующее устройство; 4 — наружный кожух; 5 — испарительные трубки; 6 — отверстия для подвода вторичного воздуха; 7 — кольцевые щели; 8 — пусковой блок; А — зона горения; Б — зона смешения

ния. Чтобы получить устойчивый факел пламени, скорость первичного воздуха при поступлении его в жаровую трубу понижают до 15—25 м/сек. Для понижения скорости первичного воздуха на пути

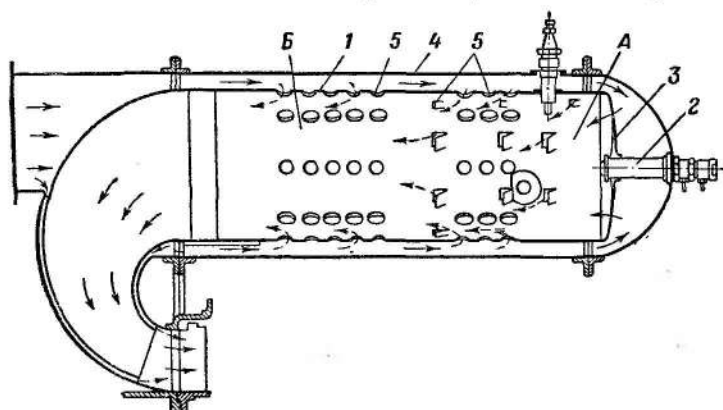


Рис. 114. Противоточная камера сгорания:

1 — жаровая труба; 2 — топливная форсунка; 3 — стабилизирующее устройство; 4 — наружный кожух; 5 — отверстия для подвода вторичного воздуха; А — зона горения; Б — зона смешения

его движения устанавливают стабилизирующие устройства 3 (иначе называемые стабилизаторами пламени), которые изготовлены в виде диафрагмы с рядом отверстий (рис. 110, 113, 114) или в виде конических насадков, расположенных вокруг форсунки (см. рис 111), или, наконец, в виде сплошной пластины, установленной поперек

потока в конце зоны сгорания и отражающей факел пламени (см. рис. 112). Стабилизаторы также способствуют перемешиванию топлива с воздухом, создавая в потоке у форсунки интенсивные завихрения.

Хорошему перемешиванию топливо-воздушной смеси способствуют также специальные завихрители 4 (см. рис. 110, 112), установленные на пути первичного воздуха в плоскости форсунки или перед нею. Завихрители представляют собой ряд радиальных косо поставленных пластин. Воздух, проходя через завихритель, закручивается, приобретая окружную составляющую скорости. Интересно, что наличие завихрителей приводит к образованию обратных токов вторичного воздуха в жаровой трубе из-за понижения давления в центральной зоне (около оси) вращающегося потока первичного воздуха (см. направление сплошных стрелок в зоне горения, рис. 110).

Обратные токи воздуха также способствуют перемешиванию топливо-воздушной смеси. В процессе перемешивания происходит испарение частичек топлива вследствие передачи тепла от факела пламени. Испарение топлива благоприятно сказывается на увеличении скорости сгорания. Поэтому иногда принимают специальные меры для более полного испарения топлива. Так, в конструкции камеры, показанной на рис. 113, топливо подается форсункой в так называемые испарительные трубки 5. При движении по этим трубкам топливо испаряется благодаря передаче топливу через их стенки тепла от продуктов сгорания. Следует, однако, заметить, что эта камера предназначена лишь для сравнительно небольших расходов воздуха и не может быть рекомендована для ТРД большой тяги, так как ее объем будет чрезмерно большим.

Хорошее смесеобразование достигается в противоточной камере (см. рис. 114), в которой направление движения продуктов сгорания обратно направлению входящего в камеру воздуха. Противоточная камера не получила распространения из-за больших гидравлических сопротивлений на пути движения воздуха в ней.

Образовавшаяся топливо-воздушная смесь сгорает в жаровой трубе, т. е. окисляется кислородом атмосферного воздуха, что сопровождается выделением тепла — нагреванием продуктов сгорания.

Продукты сгорания, двигаясь по жаровой трубе, поступают в зону смешения Б, где они перемешиваются со вторичным воздухом. Вторичный воздух может поступать в жаровую трубу через ряд специальных отверстий 5 в ее стенках (см. рис. 114) через кольцевые щели 7 (см. рис. 112 и 113) или косые насадки 7 (см. рис. 111). Отверстия для подвода вторичного воздуха располагают таким образом, чтобы создать соответствующее распределение температур газа по сечению на выходе из камеры сгорания. Температура продуктов сгорания при их перемешивании понижается. Кроме того, происходит догорание топлива, не успевшего сгореть в зоне горения. Этим обеспечивается завершение горения топлива до попадания газа в сопловой аппарат газовой турбины.

Необходимо указать, что устойчивое горение в камере сгорания при работе двигателя на месте еще не гарантирует устойчивой работы камеры на всех высотах полета. Дело в том, что понижение температуры и давления атмосферного воздуха весьма неблагоприятно сказывается на устойчивости процесса сгорания, ибо при этом ухудшается смесеобразование и уменьшается скорость горения из-за соответствующего понижения температуры и давления воздуха на входе в камеру. Неустойчивость горения на большой высоте полета может привести даже к самопроизвольному выключению двигателя.

Выше уже указывалось, что камеры сгорания ТРД характеризуются высокой теплонапряженностью. Под теплонапряженностью понимают отношение тепла, введенного в камеру за час, к ее объему и давлению воздуха на входе в камеру

$$q = \frac{G_{\text{т. час}} H_u}{V_{\text{к}} p_2},$$

где $G_{\text{т. час}}$ — количество топлива в кг, внесенного в камеру за час;
 $V_{\text{к}}$ — объем камеры сгорания в м^3 ;

p_2 — давление воздуха на входе в камеру сгорания.

Величина теплонапряженности относится, как видно из ее выражения, к давлению на входе, равному 1 кг/см^3 . Поэтому иногда величину q называют удельной теплонапряженностью. Удельная теплонапряженность показывает совершенство камеры сгорания, так как чем выше давление и плотность воздуха на входе в камеру, тем легче сжечь в том же объеме камеры большее количество топлива.

Теплонапряженность камер ТРД достигает $q = (35 \div 40) \cdot 10^6 = \text{кал/м}^3 \text{ атм.}$ Эта величина во много раз превышает теплонапряженность обычных топочных устройств и может быть достигнута лишь при хорошей организации процесса сгорания.

При запуске ТРД первоначальное воспламенение топлива осуществляется обычно специальным устройством 8 (см. рис. 113), состоящим из пусковой форсунки и электрической свечи.

Когда из пусковой форсунки подается в камеру сгорания топливо и одновременно создается искра на электродах свечи, возникает пусковой факел, который воспламеняет топливо, подаваемое через основные форсунки. В индивидуальных камерах сгорания воспламенительные устройства устанавливаются лишь на нескольких камерах, а в остальные камеры пламя передается через соединительные патрубки 8 (см. рис. 110).

Повторный запуск двигателя в воздухе при необходимости может быть осуществлен так же, как и на месте. Однако на больших скоростях и высотах полета запуск в воздухе затрудняется, ибо в этом случае камера сгорания продувается воздухом, имеющим большую скорость, низкие давление и температуру. Созданный в таких условиях факел пламени может оказаться неустойчивым из-за малой скорости сгорания. Поэтому для повторного запуска в таких условиях желательно уменьшить высоту и скорость полета.

Благодаря хорошей организации процесса сгорания в камерах ТРД достигается высокая полнота сгорания топлива. Потери тепла, связанные с неполным сгоранием топлива, отводом тепла через стенки камеры и поглощением некоторого количества тепла из-за разложения (диссоциации) молекул продуктов сгорания под действием высокой температуры, не превышают обычно 3—4% от тепла Q_0 , внесенного в камеру сгорания с топливом. Таким образом, воздух получает лишь часть тепла, внесенного в двигатель δQ_0 .

В силу указанных выше обстоятельств (падение давления и температуры воздуха на входе в камеру, ведущее к уменьшению скорости сгорания) на больших высотах полета коэффициент выделения тепла несколько уменьшается, что неблагоприятно сказывается на экономичности двигателя.

Процесс сгорания топлива в камерах ТРД происходит в непрерывном потоке воздуха при почти постоянном давлении. Поэтому его называют процессом $p = \text{const}$.

Фактически же давление p_3 на выходе из камеры сгорания на 6—10% ниже давления p_2 на входе в нее. Это объясняется двумя обстоятельствами.

Во-первых, вследствие увеличения удельного объема воздуха при нагревании его в камере скорость воздуха увеличивается от 40—60 м/сек на входе в камеру до 160—200 м/сек на входе в сопловой аппарат газовой турбины. В соответствии с уравнением Бернулли увеличение скорости приводит к снижению давления.

Во-вторых, давление в процессе сгорания снижается из-за наличия гидравлических сопротивлений в камере.

Снижение давления вследствие роста скорости газа нельзя считать потерей давления в полном смысле этого слова, так как оно связано с преобразованием потенциальной энергии воздуха в кинетическую. А кинетическая энергия используется в последующем в газовой турбине и реактивном сопле двигателя. Правда, если бы мы захотели уменьшить скорость потока на выходе из камеры сгорания до скорости потока на входе в нее, затормозив продукты сгорания, то давление не достигло бы прежней величины даже при отсутствии гидравлических потерь, поскольку при высокой температуре для сжатия газа требуется большая работа, чем работа расширения, совершенная воздухом в камере сгорания при меньшей температуре. Но эта разница невелика и ею можно пренебречь.

Снижение давления в камере из-за гидравлических потерь непосредственно отражается на тяге и экономичности ТРД. Обычно это снижение давления составляет 3,5—5% от давления на входе в камеру сгорания. Чем меньше эти потери, тем лучше камера сгорания. Особенно неблагоприятно падение давления в камере сказывается на работе ТРД, имеющего невысокую степень сжатия воздуха.

Долговечность камеры сгорания, подвергающейся действию высоких температур, обеспечивается надежным охлаждением ответственных элементов конструкции. Жаровая труба охлаждается вто-

ричным воздухом. Часть воздуха для повышения эффективности охлаждения иногда отводят и пропускают через щели, образованные специальными экранами 6 и кожухом камеры 4 (см. рис. 111).

В заключение заметим, что выполнение всех требований, предъявляемых к камерам сгорания ТРД, осложняется тем, что большинство процессов, происходящих в камере, не поддается точному расчету и зачастую при проектировании и доводке камер сгорания приходится опираться на опытные данные. Кроме того, некоторые требования, предъявляемые к камерам, противоречат друг другу. Поэтому для успешного решения задачи по созданию совершенных камер сгорания большое значение имеют как теоретические работы по вопросам сгорания, так и накопление опытных данных по процессам, происходящим в камерах сгорания.



*Доцент, кандидат технических наук
инженер-майор Ю. Н. НЕЧАЕВ*

ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБОРЕАКТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Характеристиками турбореактивного двигателя принято называть зависимости тяги и удельного расхода топлива от числа оборотов, скорости и высоты полета.

Характеристиками ТРД пользуются при аэродинамическом расчете самолетов для определения их летно-тактических данных. При помощи характеристик определяют наивыгоднейшие режимы полета самолета (максимальной дальности, наибольшей продолжительности полета и др.), сравнивают между собой данные различных двигателей или одного и того же двигателя при различных способах его регулирования и т. д.

Характеристики ТРД получают опытным путем или при помощи теоретических расчетов.

Определение характеристик опытным путем сравнительно просто только при испытании двигателя на стенде (в статических условиях), где могут быть сняты характеристики по числу оборотов. Такие характеристики носят название **стендовых**.

Характеристики, относящиеся к условиям полета, называются **летными**.

Определение летных характеристик опытным путем представляет значительные трудности, так как требует использования сложно оборудованных самолетов — летающих лабораторий или специальных дорогостоящих высотных установок.

Построение характеристик теоретическим путем всегда может быть осуществлено с меньшей затратой сил и средств. Кроме того, таким способом можно определять характеристики не только уже построенного, но и проектируемого двигателя. Поэтому теоретические методы расчета характеристик ТРД приобретают важное значение. Советскими учеными разработан ряд таких методов, дающих достаточно надежные результаты.

Существующие теоретические методы расчета летных характеристик ТРД можно разделить на следующие: аналитические, по данным стендовых испытаний и по характеристикам компрессора и турбины.

В аналитических методах расчета характеристик за исходные данные принимаются параметры двигателя на каком-либо одном режиме, за который обычно выбирают номинальный или максимальный режим работы двигателя на стенде. Тягу и удельный расход топлива в полете находят как функции от известных параметров на исходном режиме.

При аналитических расчетах характеристик удается учесть только основные физические закономерности, свойственные ТРД при работе его на нерасчетных режимах. Поэтому они носят приближенный характер. Такими способами обычно приходится рассчитывать летные характеристики вновь проектируемых двигателей, когда известны все их данные только на одном расчетном режиме.

В методах построения летных характеристик ТРД по данным стендовых испытаний за исходные данные принимаются имеющиеся стендовые характеристики двигателя и другие опытные данные. Такие методы позволяют находить летные характеристики с большей точностью, но они достаточно сложны и пригодны лишь для существующих двигателей, так как требуют знания большего количества экспериментальных данных.

Методы построения характеристик ТРД по характеристикам компрессора и турбины относятся к наиболее точным. Они основаны на использовании характеристик лопаточных машин, получаемых при их испытаниях в натуру или при испытаниях их моделей. Однако экспериментальное определение характеристик компрессоров и турбин является весьма трудной задачей, так как требует применения сложных испытательных установок большой мощности. Успешное развитие теоретических способов построения характеристик компрессоров и турбин позволит значительно расширить возможности использования этих методов.

Прежде чем переходить к рассмотрению характеристик ТРД, ознакомимся кратко с экспериментальными способами их определения.

Экспериментальные способы определения стендовых и летных характеристик турбореактивных двигателей

Турбореактивные двигатели в процессе доводки, а также перед поступлением в эксплуатацию подвергаются стендовым и летным испытаниям. Задачи этих испытаний весьма разнообразны. Основная их цель состоит в определении характеристик, которые являются наиболее надежным средством проверки соответствия данных испытуемого двигателя техническим условиям. Этим, однако, не исчерпывается роль стендовых и летных испытаний. Они служат также для проверки надежности работы двигателя, определения срока его службы, выявления слабых сторон конструкции, доводки системы управления и регулирования и решения ряда других вопросов.

Снятие стендовых характеристик ТРД осуществляется на специальных испытательных станциях, которые весьма разнообразны по своему устройству и оборудованию.

Испытательная станция обычно состоит из испытательного (огневого) отделения, представляющего собой отдельное помещение, в котором на стенде устанавливается испытуемый двигатель, и пульта, служащего для управления двигателем и контроля за его работой.

Двигатель на стенде должен быть установлен таким образом, чтобы создаваемая им тяга без помех могла быть передана на приспособление для ее замера. Для этого нужно обеспечить возможность свободного перемещения двигателя в направлении его оси, а также исключить действие сил трения и влияние коммуникаций, служащих для питания и управления двигателем, на замер тяги.

Существуют различные способы установки двигателя на стенде, удовлетворяющие этим требованиям. Двигатель может быть подве-

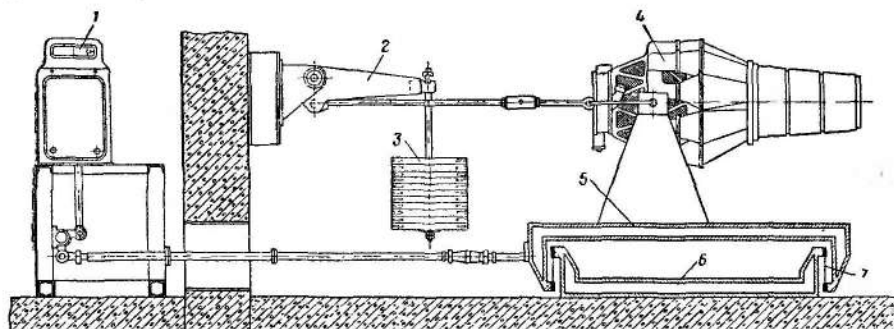


Рис. 115. Схема стенда для испытания двигателя с подвеской его на гибких лентах:

1 — весы; 2 — тарировочное приспособление; 3 — тарировочные грузы; 4 — испытуемый двигатель; 5 — подвижная платформа; 6 — неподвижная рама; 7 — гибкие ленты

шен на гибких лентах 7 (рис. 115) или установлен на подвижной платформе — обычно на шарнирном параллелограмме (рис. 116).

Современные ТРД расходуют большое количество воздуха. Если двигатель устанавливается в закрытом помещении, подвод воздуха и отвод газа должны осуществляться через специальные шахты или отверстия в стенах. Правильный замер тяги в таких условиях может быть обеспечен только тогда, когда скорость воздуха вокруг двигателя практически равна нулю. Важно также, чтобы в помещении, где установлен двигатель, не возникало заметного разрежения. Для этого как само испытательное помещение, так и проходные сечения в шахтах должны быть достаточно большими.

При стендовых испытаниях ТРД наряду с тягой, числом оборотов и расходом топлива, которые необходимы для построения характеристик по числу оборотов, могут замеряться и другие параметры, в той или иной степени характеризующие работу двигателя. К таким параметрам относятся: температура полностью заторможенного потока газа за турбиной, по которой контролируется температурный режим двигателя, расход воздуха, а также давление,

температура и скорость газо-воздушного потока в различных сечениях по тракту. Последние служат для определения степени сжатия, коэффициентов полезного действия отдельных элементов двигателя и других величин.

Тяга двигателя замеряется весами, реже — специальными гидравлическими динамометрами, к которым усилие от двигателя передается непосредственно или через систему рычагов.

Число оборотов двигателя замеряется обычно суммарными счетчиками или электротихометрами, обеспечивающими точность замера до 0,2%.

Точный замер числа оборотов двигателя имеет весьма важное значение, так как тяга и расход топлива крайне чувствительны к изменению числа оборотов.

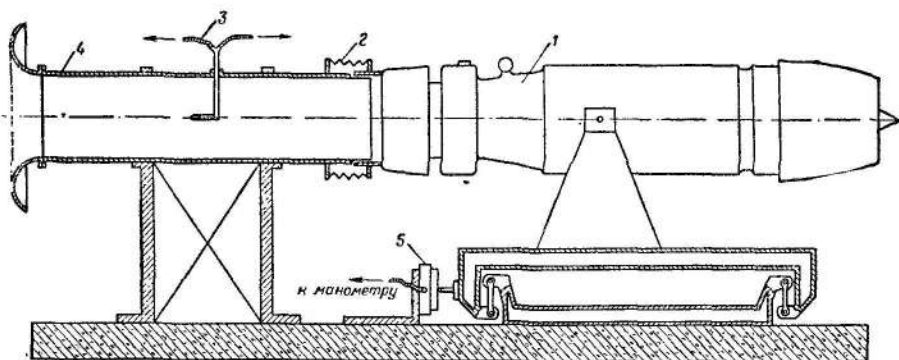


Рис. 116. Схема стенда с установкой двигателя на подвижной платформе: 1 — испытуемый двигатель; 2 — эластичное уплотнение; 3 — проводка к манометру; 4 — мерное сопло; 5 — гидравлический динамометр

Расход топлива определяется путем замера веса или объема топлива, потребляемого двигателем за определенное время. В первом случае пользуются весами, на которые устанавливают расходный бак с топливом. При этом весовой расход топлива находится непосредственным взвешиванием количества топлива, расходуемого за определенный промежуток времени. Во втором случае с помощью мерной колбы определяют объем израсходованного топлива за известный интервал времени, по которому затем, зная удельный вес топлива, определяют весовой расход.

Замер расхода воздуха представляет значительные трудности. При испытании двигателей с осевыми компрессорами его определяют, устанавливая перед входом в двигатель специальное мерное сопло. Мерное сопло, имеющее достаточно большую длину, устанавливается отдельно от двигателя и соединяется с последним лишь эластичным уплотнением, предупреждающим подсасывание воздуха в зазоре между соплом и входным каналом двигателя (см. рис. 116). При испытании ТРД с центробежными ком-

Замер температуры газа перед турбиной осуществить трудно как в силу значительной неравномерности температурного поля, так и из-за больших погрешностей в показаниях прибора (главным образом из-за сильного лучеиспускания факела пламени), поэтому температурный режим двигателя контролируют по замеру температуры заторможенного газового потока за турбиной или на выходе из реактивного сопла. Зависимость этой температуры от числа оборотов имеет примерно такой же характер, как и зависимость температуры газа перед турбиной.

Снятие летных характеристик ТРД производится на специальных самолетах — летающих лабораториях или на обычных самолетах, где испытанию подвергается двигатель, служащий одновременно силовой установкой.

В качестве летающих лабораторий используются самолеты с двигателями любого типа, на которых испытуемый двигатель подвешивается отдельно. Он может быть установлен под фюзеляжем, под крылом, на специальной подвеске сверху фюзеляжа или в каком-либо другом месте. Управление двигателем дистанционное — из кабины летчика или экспериментатора. Сила тяги двигателя в этом случае может быть определена как путем непосредственного замера, так и с помощью расчета по параметрам, замеренным в газо-воздушном тракте двигателя.

Для непосредственного замера тяги двигатель подвешивают на подвижной раме, позволяющей ему перемещаться в продольном направлении. Усилие, возникающее при работе двигателя, точнее, его проекция в направлении оси двигателя воспринимается пружинным динамометром или каким-либо измерительным приспособлением.

Усилие, действующее на динамометр, состоит из тяги двигателя, сопротивления гондолы двигателя и составляющей от силы веса самого двигателя, если он расположен под некоторым углом к горизонту. Для того чтобы найти силу тяги, создаваемую только одним двигателем, нужно определить силу сопротивления гондолы двигателя и составляющую от веса двигателя и прибавить их к силе R , измеряемой динамометром, тогда

$$P = R + Q + G_{\text{дв}} \sin \alpha,$$

где R — показание динамометра;

Q — сопротивление гондолы;

$G_{\text{дв}}$ — вес двигателя;

α — угол наклона оси двигателя к горизонту.

Внешнее сопротивление гондолы двигателя зависит не только от режима полета, но и от режима работы двигателя (главным образом от расхода воздуха через двигатель). Иногда условно считают, что при одинаковых режимах полета внешнее сопротивление двигателя при его работе имеет такую же величину, как и внешнее сопротивление неработающего двигателя с закрытым протоком воздуха. В этом случае сопротивление гондолы двигателя определяют в специальном полете с неработающим двигателем,

у которого отверстия входного и выходного каналов закрывают обтекателями.

Кроме того, тяга приближенно может быть определена косвенным путем — по замерам параметров газа. С этой целью на каждом режиме полета достаточно определить полный напор и температуру заторможенного потока в реактивном сопле. Знание этих величин позволяет рассчитать расход и скорость истечения газа, а по этим величинам — тягу, пользуясь формулой

$$P = \frac{G(c_8 - c_0)}{g}.$$

Летные характеристики могут быть определены также путем испытания двигателя на специальной высотной установке. Высотная установка простейшего типа представляет собой герметичную камеру, в которой устанавливается испытуемый двигатель. Воздух в камеру подается специальным нагнетательным устройством, обеспечивающим на входе в двигатель температуру и давление, соответствующие требуемым условиям полета. Газы, выходящие из двигателя, отсасываются вентилятором, создающим давление на выходе, соответствующее заданной высоте полета. Для определения данных ТРД на каком-либо другом режиме полета нагнетающее и отсасывающее устройства настраивают на новый режим, обеспечивая каждый раз соответствующие атмосферные условия на входе в двигатель и на выходе из него. Тяга двигателя, расход воздуха и топлива и другие параметры замеряются здесь таким же способом, как и при обычных стендовых испытаниях. Это гарантирует более высокую точность замеров по сравнению с испытанием двигателя на самолете.

Характеристики ТРД по числу оборотов

Характеристики ТРД по числу оборотов устанавливают зависимость тяги и удельного расхода топлива от числа оборотов двигателя при заданном значении скорости и высоты полета. Характеристики, полученные при испытании двигателя на стенде, приведены на рис. 119 и 120.

На рис. 119 характеристики построены в виде зависимостей абсолютных значений тяги и удельных расходов топлива от числа оборотов. На рис. 120 те же характеристики даны в относительных координатах, т. е. число оборотов, тяга и удельный расход топлива отнесены здесь к соответствующим их значениям на максимальном режиме работы двигателя. Для относительных значений числа оборотов, тяги и удельного расхода топлива приняты следующие обозначения*:

$$\bar{n} = \frac{n}{n_{\text{мвкс}}}; \quad \bar{P} = \frac{P}{(P)_{n_{\text{мвкс}}}}; \quad \bar{C}_P = \frac{C_P}{(C_P)_{n_{\text{мвкс}}}}.$$

* Все прочие относительные величины будем обозначать также соответствующими буквами с чертой наверху.

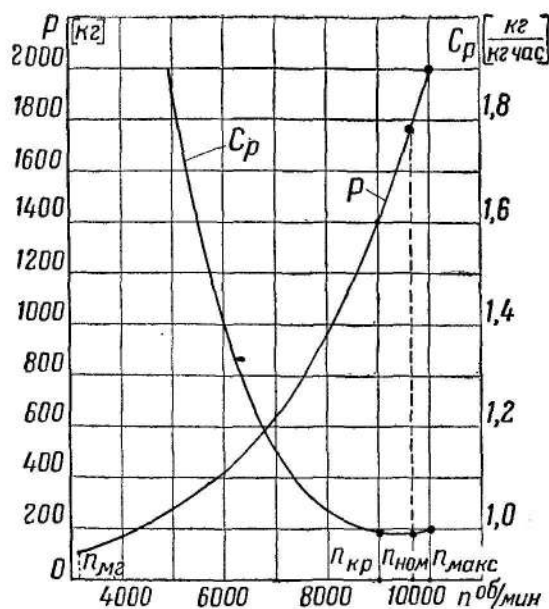


Рис. 119. Характеристики ТРД по числу оборотов

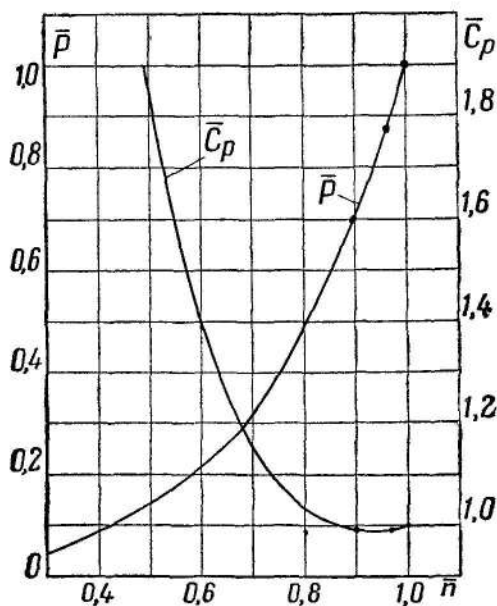


Рис. 120. Относительные характеристики ТРД по числу оборотов

Как видно из рис. 119 и 120, при увеличении числа оборотов тяга двигателя увеличивается, а удельный расход топлива уменьшается. Для кривой удельного расхода топлива характерно наличие слабо выраженного минимума в области больших чисел оборотов.

Для того чтобы выяснить причины, обуславливающие указанный характер изменения тяги и удельного расхода топлива от числа оборотов, рассмотрим предварительно, как изменяются при этом расход воздуха, степень сжатия, температура газа перед турбиной и к. п. д. компрессора и турбины, т. е. параметры, опреде-

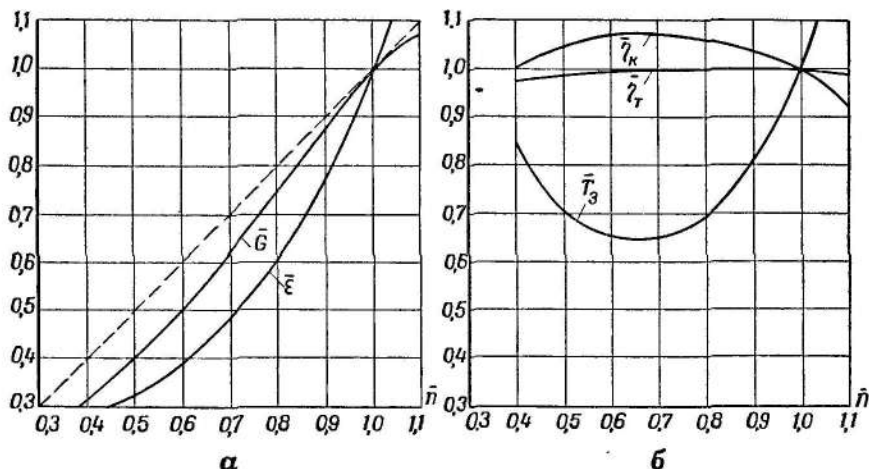


Рис. 121. Изменение параметров рабочего процесса ТРД по оборотам

ляющие рабочий процесс двигателя. Характер изменения этих параметров по оборотам в относительных координатах показан на рис. 121, а и б.

Как видно из рис. 121, а, расход воздуха G увеличивается приблизительно пропорционально числу оборотов, хотя фактически кривая расхода имеет слабо выраженный S-образный характер и в своей верхней части начинает отклоняться вниз от прямой, проходящей через начало координат и изображенной на рис. 121, а пунктиром. Замедление роста расхода воздуха при большом числе оборотов объясняется тем, что в различных местах по тракту двигателя достигаются звуковые или близкие к ним скорости, что ограничивает возможность дальнейшего увеличения скорости движения газа.

Степень сжатия ϵ ТРД при увеличении числа оборотов возрастает очень быстро, что объясняется увеличением работы, затрачиваемой на сжатие каждого килограмма воздуха, проходящего через компрессор. Работа эта увеличивается, как известно, приблизительно пропорционально квадрату числа оборотов.

Коэффициент полезного действия компрессора η_k в области эксплуатационных режимов с увеличением числа оборотов умень-

шается (рис. 121, б). Это объясняется увеличением скорости движения воздуха в отдельных элементах компрессора и возрастанием потерь на трение, а также появлением волновых потерь.

Коэффициент полезного действия турбины η_t с изменением числа оборотов почти не изменяется, что связано с малым отклонением режима ее работы от расчетного. Только в области пусковых режимов, которые нами не рассматриваются, к. п. д. турбины может заметно снизиться.

Особенный интерес представляет зависимость от оборотов температуры газа перед турбиной T_3 . Как видно из рис. 121, б, температура газа перед турбиной достигает наибольшего значения при максимальном числе оборотов. При уменьшении числа оборотов она вначале снижается, а затем начинает немного повышаться.

Такой характер изменения температуры T_3 объясняется условиями совместной работы компрессора и турбины в системе ТРД. Мощность, необходимая для вращения компрессора, при изменении числа оборотов изменяется, как указывалось ранее, пропорционально кубу числа оборотов. Располагаемая же мощность турбины зависит не только от числа оборотов, но и от температуры газа перед турбиной. При заданной величине температуры T_3 мощность турбины при увеличении числа оборотов также возрастает, но кривая ее изменения оказывается более пологой по сравнению с кривой изменения мощности, необходимой для вращения компрессора.

На рис. 122 изображен примерный характер зависимостей располагаемых мощностей турбины N_t (при различных значениях температуры T_3) и мощности, потребной для вращения компрессора N_k , от числа оборотов.

При совместной работе компрессора и турбины установившиеся (равновесные) режимы могут быть получены лишь при условии равенства их мощностей. Эти режимы, как показано на рис. 122, определяются точками пересечения кривых располагаемых мощностей турбины N_t , соответствующих различным температурам T_3 , с кривой потребной мощности компрессора N_k . Отсюда видно, что

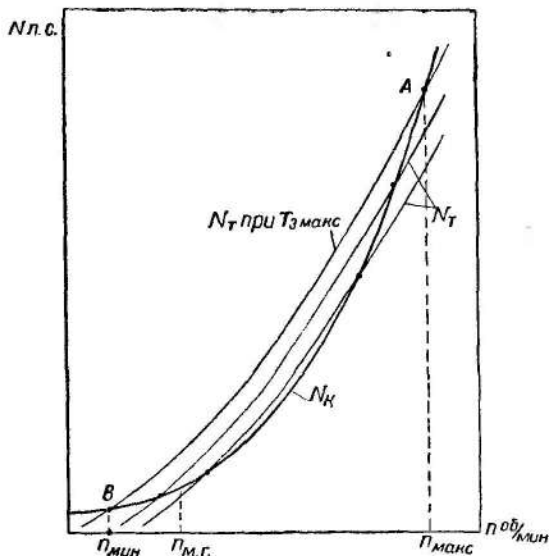


Рис. 122. График зависимости мощностей турбины N_t и компрессора N_k от оборотов

каждому равновесному значению числа оборотов соответствует своя, вполне определенная температура газа перед турбиной, которая с уменьшением чисел оборотов вначале снижается, а затем начинает повышаться.

Самая верхняя из кривых располагаемой мощности турбины соответствует постоянной предельно допустимой величине температуры газа перед турбиной $T_{з\text{ макс}}$. Она пересекает кривую потребной мощности компрессора в точках A и B . Точки A и B определяют собой максимальное и минимальное числа оборотов, которые могут быть получены без превышения предельно допустимой для данного двигателя температуры газа перед турбиной.

При числах оборотов, больших $n_{\text{ макс}}$ и меньших $n_{\text{ мин}}$, мощность, потребная для вращения компрессора, уже становится большей, чем мощность, которую может дать турбина при максимально допустимой температуре газа. Поэтому увеличение или уменьшение числа оборотов сверх указанных предельных значений может быть достигнуто только за счет увеличения температуры перед турбиной сверх $T_{з\text{ макс}}$, что приведет к перегреву турбины.

Следовательно, высокая температурная напряженность турбины и опасность ее перегрева имеют место как при наибольшем, так и при наименьшем числах оборотов. По этой причине число оборотов малого газа $n_{\text{м.г}}$ должно быть больше минимального числа оборотов, а время работы двигателя при максимальном числе оборотов ограничивается.

Зная изменение основных параметров рабочего процесса ТРД от числа оборотов, легко объяснить характер зависимостей тяги и удельного расхода топлива (см. рис. 119 и 120).

С увеличением числа оборотов интенсивно возрастает степень сжатия, а в области больших чисел оборотов еще и температура газа перед турбиной. Это приводит к повышению удельной тяги. Одновременно увеличивается и расход воздуха через двигатель. Оба указанных фактора способствуют увеличению тяги двигателя, которая равна произведению расхода воздуха на удельную тягу.

Интенсивность роста тяги с увеличением числа оборотов значительно возрастает. Изменение числа оборотов на 1% вызывает изменение тяги вблизи $n_{\text{ макс}}$ приблизительно на 3—4%. Нужно заметить, что при больших скоростях полета тяга с изменением числа оборотов меняется еще интенсивнее, чем в статических условиях.

Зависимость удельного расхода топлива от числа оборотов определяется в основном характером изменения степени сжатия и температуры газа перед турбиной. Увеличение степени сжатия, как указывалось, приводит к уменьшению удельного расхода топлива, причем вначале C_p уменьшается очень интенсивно, а затем интенсивность его падения замедляется. Повышение температуры газа перед турбиной, напротив, приводит к увеличению удельного расхода топлива, так как обычно во всем диапазоне чисел оборотов температура T_z оказывается большей, чем $T_{з\text{ эк}}$.

С возрастанием числа оборотов, как видно из рис. 121, a , степень сжатия ϵ все время увеличивается, а температура газа пе-

ред турбиной T_3 сначала незначительно уменьшается, а затем начинает повышаться. В результате этого удельный расход топлива с ростом числа оборотов вначале уменьшается очень интенсивно. Но по мере дальнейшего увеличения числа оборотов падение удельного расхода топлива постепенно замедляется как из-за повышения температуры T_3 , так и вследствие достижения двигателем высоких степеней сжатия. Замедлению падения удельного расхода топлива также способствует снижение к. п. д. компрессора. Влияние двух последних факторов иногда оказывается настолько значительным, что начинается даже некоторое увеличение C_p вблизи максимального числа оборотов. Этим объясняется появление минимума на кривой, показывающей зависимость C_p от числа оборотов.

Рассмотрим основные режимы работы, обычно устанавливаемые для ТРД и отмечаемые на характеристиках или указываемые в формуляре двигателя.

Максимальный (или взлетный) режим соответствует предельно допустимому числу оборотов и наибольшей тяге двигателя. Детали двигателя при работе на этом режиме подвержены наибольшим напряжениям, поэтому время непрерывной работы двигателя на этом режиме ограничено и не превосходит обычно 5—10 минут. Максимальный режим используется при взлете, наборе высоты, а также при кратковременном увеличении скорости полета самолета.

Номинальный режим гарантирует надежность непрерывной работы двигателя в течение более длительного времени, до 30 минут. Число оборотов на номинальном режиме на 3—4% меньше максимального, а тяга составляет около 90% от максимальной. Этот режим используется при полете с большой скоростью, при длительном наборе высоты и т. п.

На крейсерском (или эксплуатационном) режиме гарантируется непрерывная и надежная работа двигателя в течение всего установленного срока его службы (ресурса). Число оборотов составляет здесь примерно 90%, а тяга — 70—75% от их значений на максимальном режиме. Двигатель чаще всего эксплуатируется на крейсерском режиме, в частности при полетах на большую дальность и большую продолжительность полета.

На перечисленных режимах указываются гарантируемые для данного двигателя значения тяги, допустимой температуры газа (обычно за турбиной) и расхода топлива.

Режим малого газа соответствует наименьшему числу оборотов, при котором двигатель может работать надежно и устойчиво. Время непрерывной работы двигателя на режиме малого газа иногда ограничивается из-за высоких температур газа перед турбиной и ухудшения условий работы термически напряженных деталей двигателя. Тяга на режиме малого газа должна быть незначительной (не более 3—5% от максимальной), чтобы не увеличивалась длина пробега самолета при посадке.

Введением указанных режимов достигается определенная стандартизация при проверке надежности работы двигателя и установлении его ресурса.

Скоростные и высотные характеристики ТРД

Перейдем к рассмотрению скоростных и высотных характеристик ТРД.

Скоростными характеристиками ТРД называют зависимости тяги и удельного расхода топлива от скорости полета на данной высоте при постоянном числе оборотов двигателя.

Скоростные характеристики турбореактивного двигателя, соответствующие нескольким высотам полета, приведены на рис. 123. Эти характеристики определены расчетным путем для двигателя, имеющего в земных статических условиях степень сжатия воздуха $\epsilon_0 = 5$ и температуру газа перед турбиной $T_3 = 1150^\circ$ абс. На рис. 123 видно, что при изменении скорости полета от нуля до 1800 км/час (500 м/сек) тяга ТРД на всех высотах вначале уменьшается, а затем, достигнув минимума, начинает возрастать.

Минимальных значений тяга достигает при скоростях 600—700 км/час. Величина тяги в этих точках меньше по сравнению с тягой в статических условиях на 10—15%.

С увеличением высоты полета тяга ТРД очень интенсивно падает и на высоте 8—10 км оказывается приблизительно в два раза меньшей, чем у земли. На высоте 20 км тяга падает почти в 10 раз.

Удельный расход топлива, как видно из рис. 123, с ростом скорости полета увеличивается, а с увеличением высоты полета до 11 км уменьшается.

Как уже отмечалось в теории лопаточных машин, эффективная работа, затрачиваемая на вращение компрессора (на 1 кг воздуха) при неизменном числе оборотов сохраняется примерно постоянной. Эффективная работа турбины также сохраняется примерно постоянной, так как у ТРД работа компрессора и работа турбины на установившихся режимах равны. Температуру газа перед турбиной у современных ТРД, имеющих в условиях полета сверхкритические перепады давлений в реактивном сопле, при работе с постоянным числом оборотов приближенно можно считать также не изменяющейся. Оба эти положения подтверждаются рядом теоретических и экспериментальных данных, в особенности для ТРД, имеющих центробежные компрессоры, и могут быть приняты при качественном рассмотрении процессов в двигателе. Из них следует, в частности, что и степень расширения газа в турбине должна оставаться неизменной при постоянном числе оборотов. Чтобы показать это, напишем выражение для эффективной работы турбины

$$L_{\text{э. т}} = \frac{k_r}{k_r - 1} R T_3 \left(1 - \frac{1}{\frac{k_r - 1}{\epsilon_r}} \right) \eta_{\text{э. т}}$$

Как видно из этой формулы, при сделанных допущениях и при условии постоянства эффективного к. п. д. турбины степень расширения газа в турбине ϵ_r также остается неизменной.

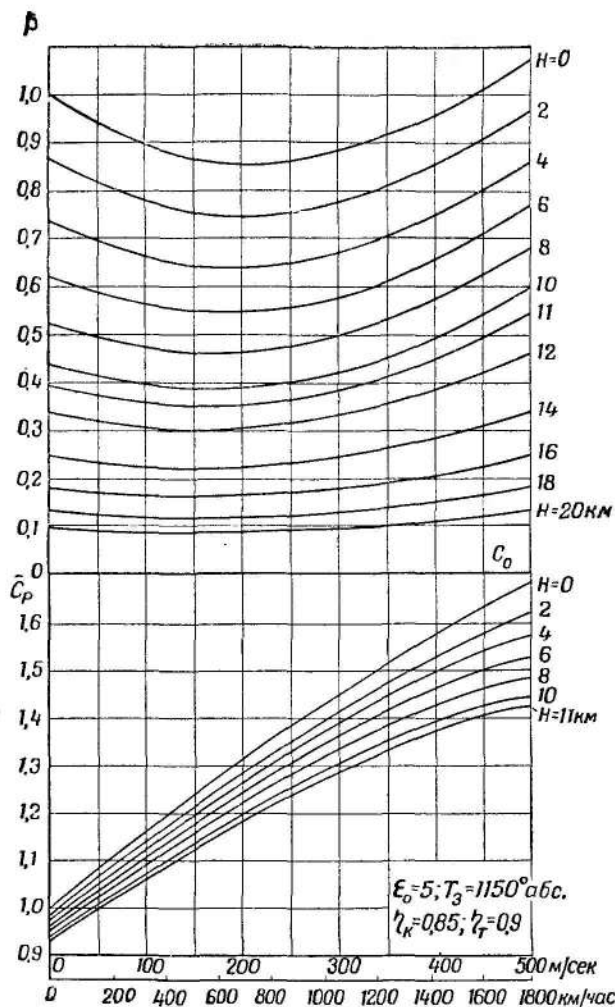


Рис. 123. Скоростные характеристики ТРД, соответствующие различным высотам полета

Другая особенность работы ТРД состоит в постоянстве у них приведенного расхода газа через турбину, равного $\frac{G\sqrt{V_{T_3}}}{P_3}$. Это условие остается справедливым не только в широком диапазоне изменения режимов полета, но и при работе двигателя с различными числами оборотов. Из условия следует, что при постоянстве температуры T_3 расход воздуха у ТРД изменяется прямо пропорционально давлению газа перед турбиной.

Таким образом, при работе ТРД с постоянным числом оборотов температура газа перед турбиной и степень расширения в турбине

остаются примерно постоянными, а расход воздуха (газа) изменяется пропорционально давлению перед турбиной.

Пользуясь указанными положениями, объясним зависимость тяги и удельного расхода топлива ТРД от скорости полета.

Тяга, как известно, равна произведению расхода воздуха, проходящего через двигатель, на удельную тягу, т. е.

$$P = GP_{\text{уд.}}$$

Для того чтобы объяснить характер зависимости тяги от скорости полета, рассмотрим предварительно изменение удельной тяги и расхода воздуха.

С увеличением скорости полета повышается давление воздуха на входе в компрессор (за счет скоростного напора) и, несмотря на то, что степень сжатия самого компрессора несколько уменьшается, общая степень сжатия воздуха в двигателе возрастает.

Увеличение общей степени сжатия приводит к повышению давлений перед турбиной, а соответственно и за турбиной, так как степень расширения в турбине сохраняется постоянной. Это ведет в свою очередь к некоторому росту скорости истечения газа из реактивного сопла (или эффективной скорости истечения, если перепад давлений в реактивном сопле становится сверхкритическим). Необходимо отметить, однако, что скорость истечения газа из реактивного сопла c_5 , как показывают расчеты, увеличивается значительно медленнее, чем растет сама скорость полета; поэтому удельная тяга, равная $P_{\text{уд.}} = \frac{c_5 - c_0}{g}$, с увеличением скорости полета все время уменьшается.

Расход воздуха с увеличением скорости полета, напротив, возрастает, что объясняется увеличением плотности воздуха (газа) во всем тракте двигателя и в первую очередь — перед сопловым аппаратом турбины. При сохранении постоянной температуры газа перед турбиной расход воздуха, как указывалось, увеличивается пропорционально давлению перед турбиной.

Относительное изменение расхода воздуха и удельной тяги по скорости полета показано на рис. 124. Расход воздуха, как видно из рисунка, возрастает вначале очень медленно, затем интенсивность его роста значительно повышается. Это объясняется тем, что увеличение плотности воздуха в двигателе, в результате которого возрастает расход, вызвано действием скоростного напора, пропорционального квадрату скорости полета. При малых скоростях полета его влияние оказывается незначительным, а при больших скоростях сильно возрастает.

Удельная тяга с увеличением скорости полета падает, причем интенсивность ее падения почти не зависит от скорости полета.

В результате влияния этих двух противоположно действующих факторов тяга ТРД по мере увеличения скорости полета вначале уменьшается, пока расход воздуха через двигатель возрастает медленнее, чем падает удельная тяга. Затем увеличение расхода

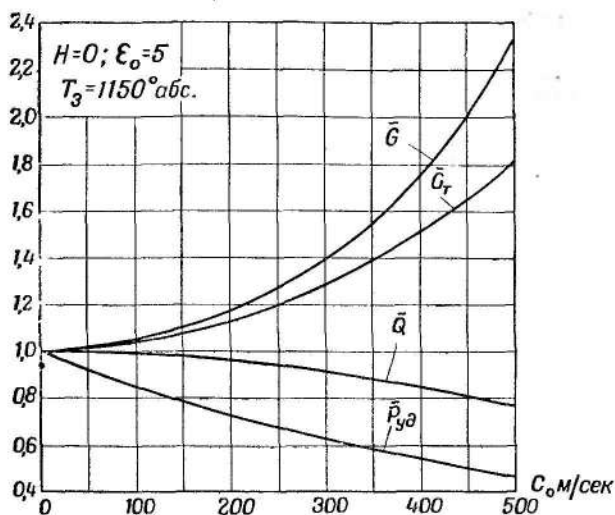


Рис. 124. График зависимости $\bar{G}$, $\bar{G}_T$, $\bar{Q}$ и $\bar{P}_{уд}$ от скорости полета

воздуха начинает преобладать над уменьшением удельной тяги и суммарная тяга двигателя начинает возрастать.

Относительное изменение тяги по скорости при полете у земли показано на рис. 125. Здесь же нанесена кривая относительного изменения удельного расхода топлива.

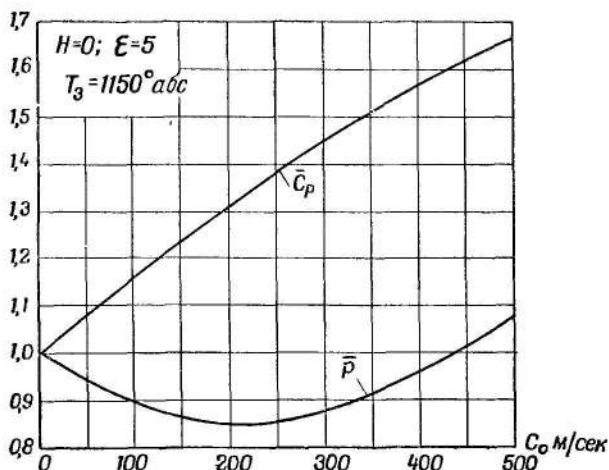


Рис. 125. Относительное изменение тяги и удельного расхода топлива по скорости полета (при полете у земли)

Увеличение удельного расхода топлива с ростом скорости полета можно объяснить, воспользовавшись формулой

$$C_p = \frac{3600 Q}{\delta H_u P_{уд}}, \quad (40)$$

согласно которой удельный расход топлива прямо пропорционален количеству тепла, вносимому в двигатель на 1 кг воздуха, и обратно пропорционален удельной тяге.

Величина $Q = c_p (T_3 - T_2)$, входящая в числитель формулы (40), с ростом скорости полета незначительно уменьшается вследствие повышения температуры T_2 . Но падение Q при увеличении скорости полета в пределах от 0 до 1800 км/час (500 м/сек) составляет не более 15—20% (см. рис. 124). Удельная же тяга уменьшается весьма значительно (почти в два раза), поэтому C_p возрастает.

Таким образом, увеличение удельного расхода топлива при возрастании скорости полета вызвано тем, что удельная тяга уменьшается значительно быстрее, чем количество тепла, вносимое с топливом на 1 кг воздуха.

Часовой расход топлива G_T с ростом скорости полета также увеличивается. Физически это объясняется тем, что с увеличением скорости полета расход воздуха через двигатель возрастает и для подогрева всей его массы до требуемой температуры T_3 необходимо увеличивать подачу топлива.

Вместе с этим из формулы

$$G_T = \frac{3600 QG}{\delta H_u}, \quad (41)$$

видно, что расход топлива растет со скоростью полета медленнее, чем расход воздуха, так как уменьшается количество тепла Q , сообщаемого на 1 кг воздуха (см. рис. 124).

Следует заметить, что увеличение расхода топлива на 1 кг тяги с ростом скорости полета не означает ухудшения эффективности превращения тепла в полезную мощность. Полезная мощность ТРД определяется не самой величиной тяги, а произведением тяги на скорость полета

$$N_{пол} = \frac{Pc_0}{75}.$$

Поэтому работоспособность 1 кг тяги увеличивается со скоростью полета значительно быстрее, чем растет расход топлива, затрачиваемый на его получение.

Так, например, 1 кг тяги на скорости 75 м/сек дает мощность, равную 1 л. с. Пусть при этом расход топлива, затрачиваемого на получение 1 кг тяги, составляет 1 кг/час. При скорости 300 м/сек 1 кг тяги будет уже развивать мощность, равную 4 л. с., а расход топлива на 1 кг тяги увеличится при этом, как видно из рис. 125, всего в 1,5 раза. Следовательно, расход топлива на 1 л. с. уменьшится.

Рассмотренный пример показывает, что более правильную оценку эффективности использования тепла в ТРД (его экономичности) дает удельный расход топлива на 1 л. с. полезной мощности двигателей, т. е.

$$C_e = \frac{G_T}{N_{\text{пол}}} = \frac{75}{c_0} C_P.$$

Однако на практике этой величиной пользуются редко, так как при работе двигателя на месте, когда $N_{\text{пол}} = 0$, она становится неопределенной.

Полный к. п. д. ТРД при увеличении скорости полета в рассматриваемых пределах возрастает. Это также говорит об улучшении использования тепла в двигателе с ростом скорости полета.

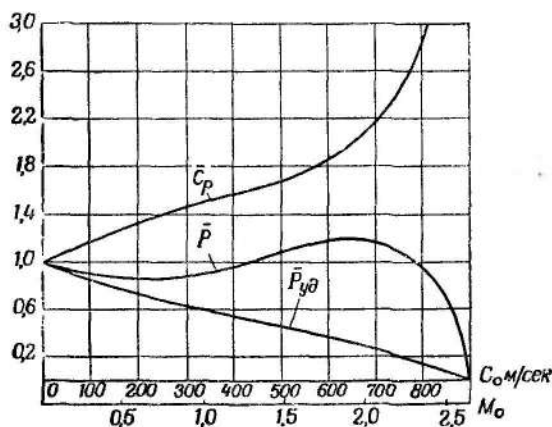


Рис. 126. Скоростные характеристики ТРД

На рис. 126 приведены характеристики ТРД, построенные в более широком диапазоне изменения скорости полета. Из этих характеристик видно, что в области сверхзвуковых скоростей полета тяга P вначале увеличивается, достигает максимума, а затем начинает быстро падать. Удельный расход топлива C_P в этой области возрастает более интенсивно и стремится к бесконечности при том значении скорости полета, при котором тяга обращается в нуль.

Падение тяги двигателя и интенсивное повышение удельного расхода топлива при сверхзвуковых скоростях полета объясняются значительным уменьшением удельной тяги $P_{уд}$, которое уже не может быть компенсировано повышением расхода воздуха. Там, где удельная тяга достигает нуля, суммарная тяга также обращается в нуль, а удельный расход топлива становится бесконечно большим.

Резкое падение удельной тяги при больших сверхзвуковых скоростях полета объясняется тем, что температура T_2 в конце процесса сжатия по своей величине становится близкой к темпера-

туре T_3 . Это приводит к значительному снижению количества подводимого тепла. В предельном случае, когда удельная тяга обращается в нуль, количество подводимого тепла оказывается настолько малым, что его хватает только лишь на покрытие гидравлических потерь в двигателе.

Рассмотрим теперь **высотные характеристики ТРД**, под которыми будем понимать зависимости тяги и удельного расхода топлива от высоты полета при постоянных значениях чисел оборотов и скорости полета.

Высотные характеристики ТРД для скорости полета 300 м/сек приведены на рис. 127. Как видно из рисунка, тяга ТРД с увеличением высоты полета от 0 до 11 км быстро падает. Удельный расход топлива при этом уменьшается незначительно. Начиная с вы-

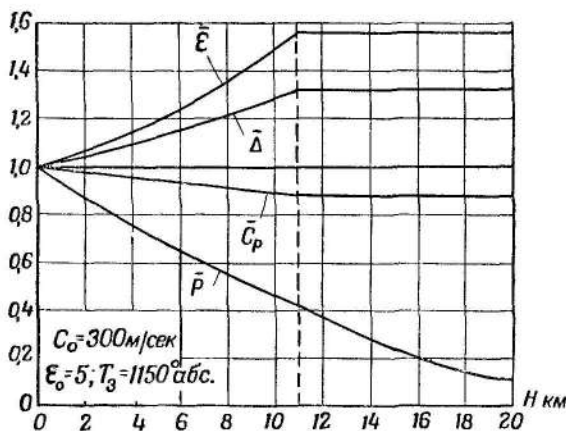


Рис. 127. Высотные характеристики ТРД для скорости полета 300 м/сек

соты 11 км, характер рассматриваемых кривых изменяется. Удельный расход топлива перестает уменьшаться, а тяга начинает падать еще более интенсивно.

Чтобы объяснить характер зависимости тяги ТРД от высоты полета, рассмотрим предварительно, как в этом случае изменяются удельная тяга и расход воздуха.

Удельная тяга при прочих равных условиях зависит от степени сжатия $\epsilon = \frac{p_2}{p_H}$ и степени подогрева воздуха в двигателе $\Delta = \frac{T_3}{T_H}$.

С увеличением высоты полета до 11 км степень сжатия и степень подогрева увеличиваются за счет уменьшения температуры воздуха в окружающей атмосфере (см. рис. 127). Это приводит к увеличению удельной тяги, которая до высоты 11 км возрастает примерно в 1,5 раза (рис. 128). На высоте больше 11 км атмосферная температура перестает понижаться, поэтому степень сжатия, степень подогрева воздуха, а следовательно, и удельная тяга остаются постоянными.

Заметим, что с подъемом на высоту общая степень сжатия воздуха в ТРД увеличивается, а степень расширения газа в турбине и температура перед турбиной, как уже указывалось, остаются примерно постоянными. Это вызывает увеличение степени расширения газа в реактивном сопле, что и служит основной причиной увеличения удельной тяги, так как приводит к увеличению скорости c_3 .

Весовой расход воздуха, как показано на рис. 128, с высотой очень быстро падает. Это объясняется значительным уменьшением плотности воздуха в окружающей атмосфере. Расход воздуха, как указывалось, изменяется пропорционально давлению перед турбиной. До высоты 11 км это давление падает несколько медленнее атмосферного вследствие увеличения степени сжатия воздуха

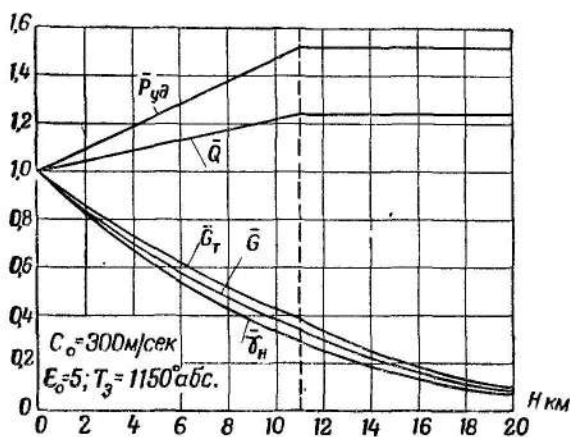


Рис. 128. График зависимости $\bar{P}_{уд}$, Q , $\bar{G}_T$, $\bar{G}$ и $\bar{T}_H$ от высоты полета

в двигателе. По этой причине и расход воздуха падает медленнее, чем давление наружного воздуха. Расчеты показывают, что расход воздуха падает не только медленнее давления, но и медленнее плотности окружающей атмосферы (см. рис. 128).

На высотах, больших 11 км, степень сжатия перестает увеличиваться и расход воздуха начинает падать более интенсивно — прямо пропорционально давлению (плотности) окружающей атмосферы.

Поэтому тяга ТРД до высоты 11 км уменьшается медленнее, чем плотность воздуха в окружающей атмосфере, а на высотах, больших 11 км, — пропорционально последней.

Удельный расход топлива до высоты 11 км несколько снижается. Это объясняется увеличением степени сжатия воздуха в двигателе и связанным с этим улучшением использования тепла.

Указанный характер зависимости удельного расхода топлива от высоты можно установить также исходя из формулы (40), в которой до 11 км Q возрастает в значительно меньшей степени, чем $\bar{P}_{уд}$.

Относительное изменение Q и $P_{уд}$ с высотой полета приведено на рис. 128.

Увеличение количества тепла $Q = c_p (T_3 - T_2)$ следует объяснить некоторым уменьшением температуры воздуха за компрессором с ростом высоты полета до 11 км вследствие понижения температуры воздуха в окружающей атмосфере.

Часовой расход топлива с увеличением высоты полета падает несколько медленнее расхода воздуха, что вызвано, как видно из формулы (41), увеличением количества тепла Q , сообщаемого на 1 кг проходящего через двигатель воздуха.

Заметим, что на величину удельного расхода топлива оказывает влияние еще и переменность коэффициента выделения тепла δ , который на больших высотах может несколько уменьшаться из-за ухудшения процесса сгорания. Это обстоятельство при расчете характеристик, приведенных на рис. 123 и последующих, не учитывалось. Удельный расход топлива при прочих равных условиях изменяется обратно пропорционально коэффициенту выделения тепла.

На характер зависимости тяги и удельного расхода топлива от скорости и высоты полета в значительной мере влияют также исходные значения степени сжатия и температуры газа перед турбиной.

На рис. 129 показано относительное изменение тяги и удельного расхода топлива по скорости полета у земли для пяти двигателей, имеющих различные значения степени сжатия воздуха в земных статических условиях и одинаковую температуру газа перед турбиной, равную 1150° абс. Из сравнения этих характеристик видно, что повышение степени сжатия приводит к относительно более быстрому уменьшению тяги и увеличению удельного расхода топлива со скоростью.

Как следует из рис. 129, при высоких степенях сжатия (больших десяти) кривые зависимостей тяги от скорости полета уже не имеют минимума: тяга непрерывно уменьшается. Объясняется это тем, что величина исходной степени сжатия влияет на характер изменения работы цикла по скорости полета. Изменение работы цикла ТРД по скорости полета при разных значениях исходной степени сжатия двигателя дано на рис. 130. У двигателей, имеющих в земных статических условиях степень сжатия, меньшую оптимальной (оптимальная степень сжатия в рассматриваемом случае равна 7,2), работа цикла с увеличением скорости полета вначале увеличивается до тех пор, пока степень сжатия не достигнет указанного оптимального значения, а работа цикла — своей наибольшей величины.

Дальнейшее увеличение степени сжатия приводит уже к падению работы цикла. У двигателей, имеющих ϵ_0 больше $\epsilon_{опт}$, работа цикла с увеличением скорости полета все время уменьшается.

От величины исходной степени сжатия двигателя в земных статических условиях зависит также относительное изменение по скорости полета степени сжатия, а следовательно, и расхода воздуха.

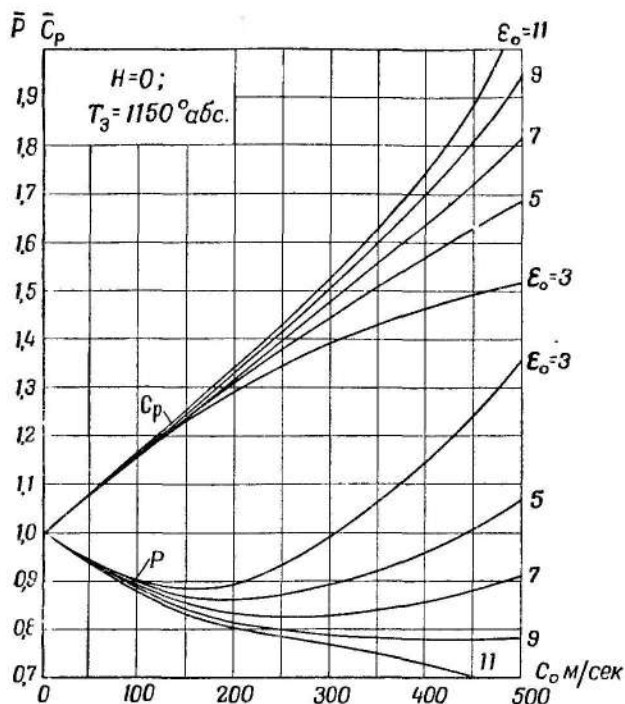


Рис. 129. Относительные скоростные характеристики ТРД для различных степеней сжатия воздуха

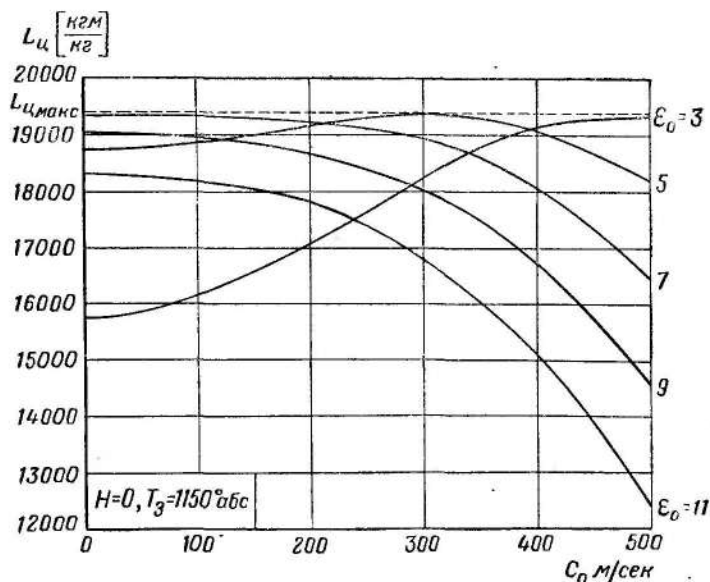


Рис. 130. График зависимости L_{cl} от скорости полета для различных степеней сжатия воздуха

С увеличением ϵ_0 кривые относительного изменения $\bar{\epsilon}$ и $\bar{G}$ по скорости полета становятся более пологими (рис. 131). Это объясняется тем, что при больших абсолютных значениях степени сжатия компрессора ее падение с ростом скорости становится замедленным, а поэтому относительное возрастание $\bar{\epsilon} = \epsilon_k \cdot \epsilon_{\text{эф}}$ становится все менее и менее значительным.

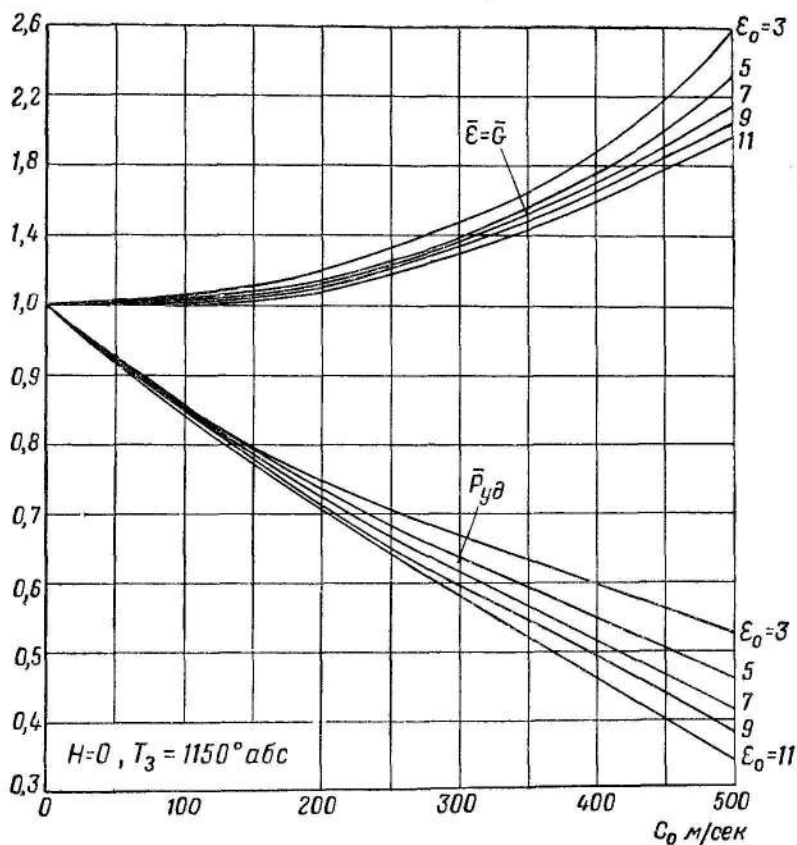


Рис. 131. Относительные изменения величин $\bar{\epsilon}$, $\bar{G}$ и $\bar{P}_{уд}$ от скорости полета для различных степеней сжатия воздуха

В результате указанных причин при увеличении исходной степени сжатия компрессора удельная тяга ТРД со скоростью полета падает более интенсивно, а степень сжатия и расход воздуха начинают возрастать медленнее. Это в свою очередь приводит к относительному уменьшению тяги и увеличению удельного расхода топлива.

На рис. 132 приведены относительные скоростные характеристики нескольких ТРД, имеющих различные значения температуры газа перед турбиной и одинаковую исходную степень сжатия, равную в земных статических условиях 9. Из сравнения этих кривых

видно, что повышение температуры T_3 приводит к увеличению относительных значений тяги и к некоторому замедлению роста удельного расхода топлива со скоростью полета. Объясняется это в основном также значительным влиянием температуры T_3 на характер изменения работы цикла по скорости. Работа цикла при

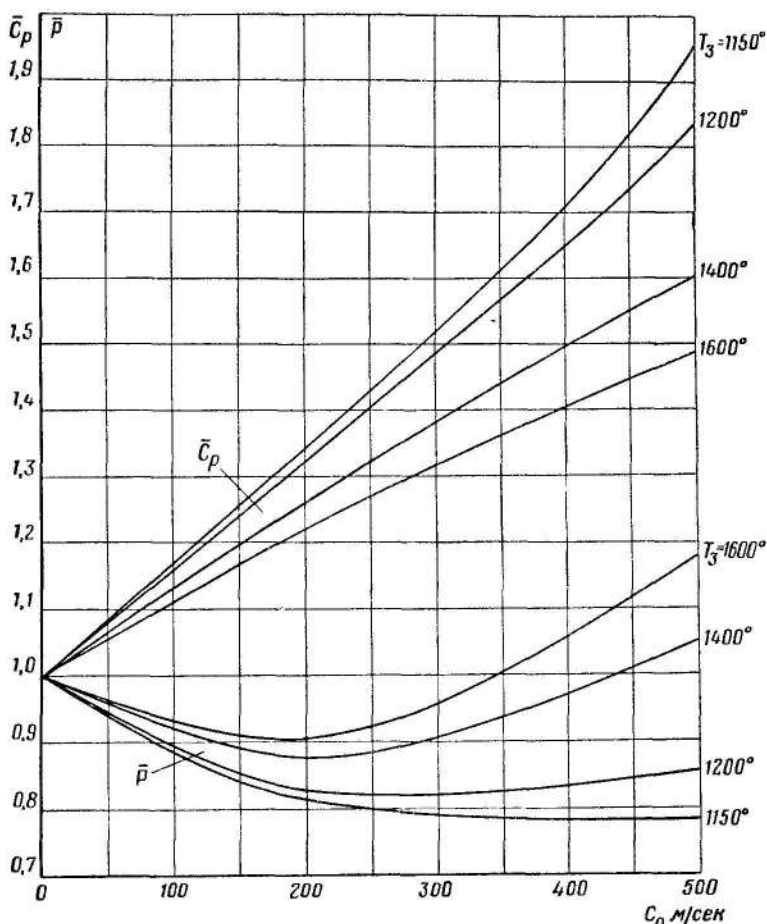


Рис. 132. Относительные скоростные характеристики ТРД при различных температурах газа перед турбиной

низких значениях температуры T_3 со скоростью полета обычно все время падает, поскольку степень сжатия в этом случае превосходит оптимальную. При увеличении температуры T_3 оптимальная степень сжатия значительно увеличивается и может превысить ее значение в земных статических условиях. Тогда работа цикла с ростом скорости полета вначале будет возрастать и только по достижении $\epsilon_{\text{опт}}$ начнет уменьшаться. Указанный характер изменения работы цикла по скорости полета сказывается на удельной тяге:

интенсивность ее падения по скорости полета с ростом температуры T_a замедляется. Это в свою очередь влияет на вид кривых зависимости тяги и удельного расхода топлива от скорости полета.

Зависимость основных данных ТРД от атмосферных условий

Выясним, как изменение давления и температуры воздуха в окружающей атмосфере будет влиять на основные данные ТРД при работе его с постоянным числом оборотов.

Опытным путем установлено, что изменение одного только атмосферного давления приводит к пропорциональному изменению давлений по всему тракту двигателя. Температуры и скорости газа в различных сечениях двигателя остаются при этом неизменными. В рассматриваемом случае все относительные величины, такие, как степень сжатия, отношения температур, отношения скоростей, к. п. д. отдельных элементов двигателя и т. п., останутся неизменными, а расход воздуха, расход топлива и тяга двигателя будут изменяться пропорционально изменению атмосферного давления.

Более значительное влияние на работу двигателя оказывает изменение температуры наружного воздуха. На рис. 133 приведены относительные стендовые характеристики ТРД, соответствующие

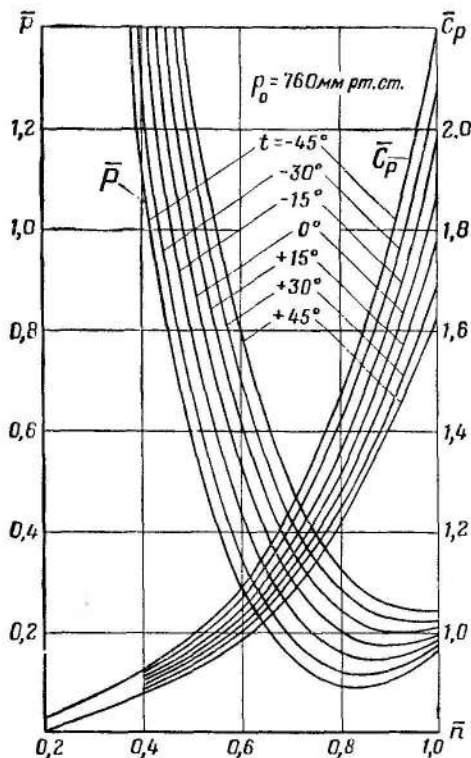


Рис. 133. График зависимости $\bar{P}$ и $\bar{C}_p$ от температуры атмосферного воздуха и относительных оборотов двигателя

постоянному давлению $p_0 = 760$ мм рт. ст. и различным температурам окружающего воздуха. Из этих графиков видно, что уменьшение температуры приводит к значительному увеличению тяги двигателя и уменьшению удельного расхода топлива. Так, например, при максимальном числе оборотов понижение температуры от $+30^\circ$ до -30° Ц приводит к увеличению тяги двигателя на 45% и к уменьшению удельного расхода топлива на 10%.

Для объяснения зависимости тяги от температуры окружающего воздуха обратимся к формуле

$$P = G P_{уд.}$$

Весовой расход воздуха G при уменьшении температуры атмосферы значительно возрастает. Это вызывается увеличением плотности воздуха, входящего в двигатель. Удельная тяга $P_{уд}$ при этом также увеличивается, что объясняется повышением степени сжатия ϵ и степени подогрева воздуха $\Delta = \frac{T_3}{T_H}$. Причина повы-

шения степени сжатия воздуха при уменьшении его температуры была выяснена еще при рассмотрении характеристик компрессоров, где указывалось, что более холодный воздух легче подвергается сжатию, поэтому при постоянном числе оборотов компрессора его удастся сжать до более высокого давления. Увеличение степени подогрева воздуха вызвано тем, что температура газа перед турбиной при различных атмосферных условиях и при постоянном числе оборотов практически остается неизменной, поэтому уменьшение T_H приводит к увеличению Δ . Рассмотренные причины и вызывают значительное изменение тяги при изменении температуры окружающего воздуха.

Уменьшение удельного расхода топлива при понижении температуры атмосферы объясняется в основном увеличением степени сжатия воздуха в двигателе, что способствует лучшему использованию тепла.

Таким образом, атмосферные условия значительно влияют на тягу и удельный расход топлива ТРД. Это вызывает необходимость приведения их к стандартным атмосферным условиям.

Приведение данных испытаний ТРД к стандартным атмосферным условиям основано на использовании теории подобия газовых потоков и, в частности, понятия о подобных режимах работы ТРД.

Установлено, что два различных режима работы ТРД будут подобными в том случае, если при наличии геометрического подобия они имеют одинаковые числа M_0 и M_u , равные соответственно:

$$M_0 = \frac{c_0}{\sqrt{kgRT_H}}; \quad M_u = \frac{u}{\sqrt{kgRT_H}},$$

где u — окружная скорость ротора.

Числа M_0 и M_u , постоянство которых при различных условиях работы двигателя обеспечивает подобие его режимов, принято называть критериями подобия. За критерии подобия для ТРД вместо чисел M_0 и M_u могут быть приняты какие-либо два параметра, им пропорциональные или однозначно через них выражающиеся. Например,

$$\frac{c_0}{\sqrt{T_H}} \text{ и } \frac{n}{\sqrt{T_H}}.$$

При работе двигателя на месте $M_0 = 0$. Следовательно, в этом случае для получения подобных режимов ТРД требуется соблюдение только одного условия, а именно:

$$\frac{n}{\sqrt{T_0}} = \text{const.}$$

На подобных режимах, как это отчасти уже известно из теории компрессоров, отношения давлений, скоростей и температур в различных сечениях двигателя, к. п. д. каждого из его элементов, числа M в каждом сечении и любые другие безразмерные параметры остаются неизменными.

Подобие в турбореактивных двигателях обеспечивается за счет того, что при равенстве чисел M_0 и M_d компрессор и турбина работают на подобных режимах. Тепловые процессы в камере сгорания при этом, строго говоря, не подобны, так как для их подобия, кроме равенства чисел M , необходимо еще постоянство ряда других критериев, которое в рассматриваемом случае не соблюдается. Однако эксперименты показывают, что подобие остальных рабочих процессов двигателя этим не нарушается.

Отсюда становится ясным, что о подобии рабочих процессов ТРД можно говорить лишь приближенно, так как к ряду допущений, высказанных в теории компрессоров и турбин, главное из которых состояло в пренебрежении влиянием числа Re на работу компрессора и турбины, добавляется еще отсутствие подобия тепловых процессов в камере сгорания. Тем не менее использование понятия о подобии режимов работы ТРД оказывается весьма плодотворным и позволяет решать ряд задач с достаточной для практики степенью точности.

Сущность метода приведения данных стендовых испытаний ТРД к стандартным атмосферным условиям (САУ) состоит в следующем. При любых атмосферных условиях можно задать двигателю режим, подобный интересующему нас режиму его работы в САУ при числе оборотов n ; для этого нужно при испытании установить число оборотов n' , равное

$$n' = n \sqrt{\frac{T_0}{288}}, \quad (42)$$

где T_0 — температура наружного воздуха при испытании.

На установленном режиме все относительные (безразмерные) параметры будут такими же, как и при интересующем нас режиме его работы в САУ, но тяга, расход воздуха и удельный расход топлива у них будут различными (так как последние не являются безразмерными величинами). Однако они связаны между собой следующими простыми соотношениями:

$$P = P' \frac{760}{p_0}; \quad G = G' \frac{760}{p_0} \sqrt{\frac{T_0}{288}}; \quad C_p = C'_p \sqrt{\frac{288}{T_0}}. \quad (42')$$

Эти формулы, устанавливающие взаимную связь данных ТРД на двух подобных режимах, получили название формул приведения.

Принцип приведения данных стендовых испытаний ТРД к САУ по формулам (42) и (42') состоит в следующем. Пользуясь условием (42), определяют число оборотов, при котором режим работы

ТРД при заданных атмосферных условиях p_0 и T_0 получается подобным стандартному. Установив на двигателе найденное число оборотов, измеряют P' , G' , C'_p и другие интересующие нас данные двигателя. Замеренные величины приводят к САУ по формулам (42').

При испытании ТРД обычно снимают всю характеристику по числу оборотов, а затем по формулам (42) и (42') приводят ее к стандартным условиям.

Если стендовые характеристики какого-либо двигателя, полученные при различных атмосферных условиях, привести к САУ, то они должны будут совпасть.

Следует, однако, отметить, что точки, соответствующие одинаковым замеренным числам оборотов и различным температурам T_0 , попадут после приведения в разные места из-за различия в приведенных числах оборотов. Это можно проследить по рис. 134, где слева показаны кривые замеренных тяг при разных температурах наружного воздуха, а справа изображены те же кривые после приведения их к САУ. Расположение кривой av после приведения осталось неизменным, так как она соответствует стандартной температуре $t_0 = 15^\circ \text{C}$. Кривая $a'v'$, полученная при температуре $t_0 = -15^\circ \text{C}$, после приведения к САУ сместилась вправо по отношению к кривой av , так как при приведении абсциссы ее точек увеличились, а ординаты не изменились. Кривая $a''v''$, соответствующая $t_0 = 45^\circ \text{C}$, сместилась влево.

Из рассматриваемых графиков видно, что при температуре $t_0 > 15^\circ \text{C}$ нельзя получить режим работы ТРД, соответствующий максимальному приведенному числу оборотов, так как в данном случае максимальному замеренному числу оборотов (точка v'') соответствует приведенное число оборотов, меньшее максимального. В этом состоит основной недостаток метода приведения данных стендовых испытаний ТРД к САУ, основанного на использовании теории подобия. Этот метод не дает возможности в летних условиях, когда $t_0 > 15^\circ \text{C}$, получить при испытании двигателя с наибольшим допустимым числом оборотов режима, подобного максимальному режиму работы ТРД при САУ. В этом случае невозможно проверить, удовлетворяет ли испытуемый двигатель техническим условиям на максимальном режиме, поэтому приходится ограничиваться проверкой его данных на пониженных режимах (номинальном или крейсерском).

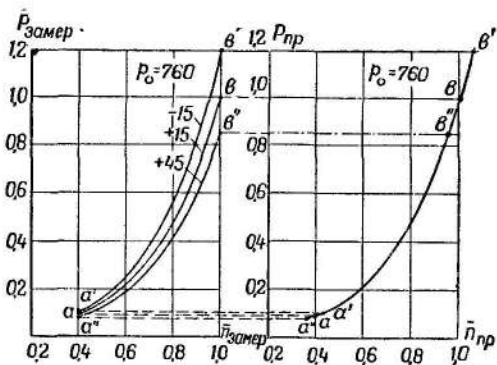


Рис. 134. К приведению данных испытания двигателя к стандартным атмосферным условиям

Управление и регулирование турбореактивных двигателей

В процессе эксплуатации авиационных двигателей важное значение имеет их управляемость, т. е. возможность быстрого изменения режима работы с целью получения требуемых значений тяги и расхода топлива. Это достигается системой регулирования.

Система регулирования должна, с одной стороны, обеспечивать оптимальное протекание рабочего процесса двигателя, т. е. осуществлять такой закон изменения режима двигателя по скорости и высоте полета, при котором достигалось бы наивыгоднейшее протекание его характеристик. С другой стороны, система регулирования должна гарантировать устойчивую работу двигателя и быстрое протекание переходных процессов.

В соответствии с этим система управления и регулирования ТРД должна удовлетворять следующим основным требованиям:

1. Регулируемые устройства должны управляться таким образом, чтобы при установке их в положение, соответствующее полному газу, достигалась наибольшая тяга при всех условиях работы двигателя, поскольку это возможно без опасности его повреждения.

2. При установке регулируемых органов в положения, соответствующие крейсерским режимам, должен достигаться возможно меньший расход топлива.

3. Во избежание повреждения двигателя система регулирования должна предотвращать возможность превышения допустимых значений температуры газа перед турбиной и числа оборотов, а также работу двигателя в области неустойчивых режимов.

4. Система управления и регулирования должна обеспечивать запуск двигателя, беспрепятственный вывод его на рабочий режим, а также способствовать улучшению приемистости.

5. Она должна обеспечивать надежную и устойчивую работу двигателя на всех режимах, и особенно на режимах малого газа, при больших высотах полета, а также на переходных режимах, т. е. при быстром увеличении или уменьшении числа оборотов.

Под способом регулирования ТРД понимают совокупность тех средств, при помощи которых достигается поддержание регулируемых параметров или изменение их по определенному закону.

Число регулируемых параметров в зависимости от типа ТРД, его конструкции и назначения может быть различным.

Наиболее простая система регулирования применяется у ТРД с центробежными компрессорами, имеющими постоянную площадь выходного сечения реактивного сопла.

В этом случае ТРД является объектом с одним регулируемым параметром, за который могут быть приняты число оборотов или температура газа перед турбиной. Обычно за регулируемый параметр принимают число оборотов, так как им можно устанавливать режим работы двигателя и изменять его в широких пределах. Кроме того, число оборотов легче измерить, чем температуру газа перед турбиной.

Однако такая система регулирования даже для ТРД с центробежными и в особенности для ТРД с осевыми компрессорами имеет ограниченные возможности и не всегда позволяет обеспечить оптимальное протекание характеристик рабочего процесса.

Желательно иногда иметь независимое изменение числа оборотов и температуры газа перед турбиной, что возможно лишь при условии одновременного изменения подачи топлива и площади выходного сечения реактивного сопла.

* * *

Рассмотрим, как должно осуществляться регулирование ТРД с целью обеспечения максимальной тяги в полете.

Наибольшая тяга получается при максимальных значениях числа оборотов и температуры газа перед турбиной; поэтому для обеспечения максимально возможной тяги при изменении скорости и высоты полета нужно число оборотов двигателя и температуру газа перед турбиной поддерживать постоянными.

Поддержание постоянного числа оборотов при различных режимах полета достигается надлежащим изменением подачи топлива в камеры сгорания двигателя. Уменьшение числа оборотов на 1% может привести к падению тяги ТРД в условиях полета на 4—6%. С другой стороны, повышение числа оборотов на 1% против допустимого уменьшает запас прочности вращающихся деталей турбины и компрессора на 3—5%. Отсюда следует, что постоянство числа оборотов должно поддерживаться с высокой степенью точности.

На существующих конструкциях реактивных двигателей применяются две схемы регулирования оборотов: замкнутая схема с центробежным регулятором подачи топлива и незамкнутая схема с барометрическим регулятором подачи топлива.

В замкнутой схеме чувствительный элемент (измеритель скорости вращения ротора) находится под непосредственным воздействием регулируемого параметра — числа оборотов, что позволяет обеспечить высокую точность регулирования числа оборотов. Однако в этом случае возникает ряд трудностей, связанных с обеспечением устойчивости работы и надлежащего протекания переходных процессов.

В незамкнутой схеме чувствительный элемент системы (барометрический регулятор) находится под воздействием не непосредственно регулируемого параметра — числа оборотов, а некоторых косвенных факторов, строго учесть влияние которых на величину оборотов трудно. По этой причине при регулировании по незамкнутой схеме трудно добиться строгого поддержания постоянства числа оборотов. В этом ее существенный недостаток.

Обычно барометрический регулятор изменяет давление подачи топлива пропорционально полному давлению на входе в компрессор p_1^* . В этом случае расход топлива изменяется приблизительно пропорционально $\sqrt{p_1^*}$. Расчеты показывают, что величина $\sqrt{p_1^*}$ медленнее падает по высоте и растет по скорости, чем расход топлива, требуемый для поддержания постоянного числа оборотов

двигателя. Возникает необходимость применения автоматического ограничителя максимального числа оборотов, а также специальных корректоров, изменяющих настройку регулятора подачи топлива по определенной программе, с тем чтобы приблизить подачу топлива к требуемой величине. Это усложняет систему регулирования и обеспечивает поддержание регулируемого параметра лишь с известным приближением. Основное преимущество регуляторов, работающих по незамкнутой схеме, состоит в том, что они более просты и позволяют получить лучшую устойчивость процесса регулирования.

Поддержание неизменной температуры газа перед турбиной при постоянном числе оборотов требует в общем случае применения регулируемого реактивного сопла. У двигателей с нерегулируемым соплом при наличии регулятора постоянства числа оборотов температуру газа перед турбиной можно только ограничивать. Как и при регулировании числа оборотов, здесь могут применяться регуляторы, реагирующие непосредственно на температуру T_3 или косвенно обеспечивающие ее поддержание.

В качестве чувствительных элементов в регуляторах первого типа должны применяться какие-либо малоинерционные термометры (термоэлектрические, dilatометрические и др.).

Создание регуляторов, непосредственно реагирующих на температуру перед турбиной, связано, однако, с рядом трудностей из-за значительной инерционности датчика, а также сложности замера температуры газа.

Важное значение имеет выбор места замера температуры. Температура газа перед турбиной распределяется неравномерно по сечению и изменяется по времени, что вызвано нестационарностью процессов сгорания и смещения. Исходя из этого, теплочувствительный элемент удобнее помещать за турбиной, где температура более равномерно распределена по сечению и на $150\text{--}200^\circ$ ниже температуры перед турбиной. Температура за турбиной, правда, не вполне однозначно определяет температуру перед турбиной, но это несоответствие невелико, и им обычно пренебрегают.

Изменение площади выходного сечения реактивного сопла f_4 при $n = \text{const}$ следующим образом воздействует на температуру газа перед турбиной: при ее увеличении температура T_3 уменьшается, при уменьшении — возрастает.

Это можно объяснить следующими причинами.

Увеличение площади f_4 приводит к уменьшению давления за турбиной и, следовательно, к увеличению перепада давлений на турбине. При неизменном расходе топлива это должно было бы вызвать повышение числа оборотов двигателя. Для сохранения числа оборотов постоянным нужно уменьшить подачу топлива и, следовательно, снизить температуру газа перед турбиной, в результате чего установится новый режим работы двигателя, соответствующий прежнему числу оборотов и меньшей температуре T_3 .

При уменьшении площади выходного сечения реактивного сопла происходит обратное явление: степень расширения в турбине уменьшается, а расход топлива и температура T_3 увеличиваются.



Перейдем теперь к рассмотрению регулирования ТРД с целью улучшения его экономичности на крейсерских режимах.

Несколько улучшить экономичность двигателя при работе его на крейсерских режимах можно регулированием выходного сечения реактивного сопла. Это следует из того, что каждой степени сжатия воздуха в ТРД соответствует своя наименьшая температура газа перед турбиной, при которой удельный расход топлива получается минимальным. Если двигатель имеет нерегулируемое реактивное сопло, то в этом случае каждому числу оборотов (которым собственно и устанавливается та или иная степень сжатия воздуха в двигателе) соответствует вполне определенная температура T_3 . Величина этой температуры определяется балансом мощности компрессора и турбины и может не соответствовать ее наимыгоднейшему с точки зрения экономичности значению. Чтобы в этом убедиться, достаточно рассмотреть в качестве примера режим максимального числа оборотов, на котором, как уже указывалось (стр. 171), температура T_3 оказывается на $200-300^\circ$ выше $T_{3_{\text{эк}}}$. Уменьшение расчетной величины температуры T_3 при максимальном числе оборотов является невыгодным, так как приводит к увеличению удельного веса и уменьшению удельной лобовой тяги двигателя. На крейсерских режимах, где требуются пониженные тяги, уменьшать тягу до некоторого предела можно за счет снижения температуры газа перед турбиной, путем увеличения площади f_4 при сохранении постоянного числа оборотов. Этим можно добиться уменьшения удельного расхода топлива.

Нужно иметь в виду, однако, что в реальных условиях работы двигателя при изменении площади выходного сечения реактивного сопла и сохранении постоянного числа оборотов режимы работы компрессора и турбины изменяются. При увеличении площади f_4 и уменьшении в связи с этим температуры газа перед турбиной расход воздуха через компрессор возрастает. Это приводит к некоторому снижению его степени сжатия и к. п. д. В турбине возрастает перепад давлений и число M на выходе. Если турбина на расчетном режиме имела на выходе высокие числа M , это может привести к заметному снижению к. п. д. турбины и реактивного сопла. Все это говорит о том, что выигрыш, получаемый в экономичности ТРД в рассматриваемом случае, будет зависеть от характеристик компрессора и турбины.

Закон изменения подачи топлива (числа оборотов) и площади выходного сечения реактивного сопла, требуемый для обеспечения наиболее рационального использования двигателя в полете, принято называть программой регулирования.

Выбор программы регулирования может быть произведен путем непосредственной доводки системы регулирования в процессе летных испытаний или расчетным путем. В последнем случае требуется знание характеристик компрессора и турбины или данных специальных стендовых испытаний.

Применением регулируемого реактивного сопла можно добиться улучшения приемистости турбореактивного двигателя. Это объясняется тем, что раскрытием сопла можно увеличить перепад давлений на турбине и повысить тем самым избыток мощности турбины над мощностью, требуемой на вращение компрессора при условии сохранения предельно допустимого значения температуры газа.

В связи с применением регулируемых реактивных сопел для целей форсирования ТРД дожиганием топлива за турбиной, естественно, возникает необходимость в использовании их также в целях улучшения приемистости и обеспечения оптимальных характеристик рабочего процесса.

Заметим в заключение, что применение в современных ТРД осевых компрессоров с высокими степенями сжатия, а также многоступенчатых газовых турбин должно привести и приводит к увеличению числа регулируемых параметров и к значительному усложнению системы регулирования. Как указывалось, у ТРД с высоконапорными осевыми компрессорами не удается выйти на номинальный режим без перепуска воздуха или без применения поворотных лопаток для одной или нескольких ступеней. Таким образом, появляются еще дополнительные органы регулирования, которые применяются для облегчения запуска и улучшения приемистости, но могут быть использованы также и для улучшения рабочего процесса двигателя в полете.

Условия возникновения помпажа у турбореактивных двигателей и меры его предупреждения

Как уже указывалось, помпажем называют неустойчивую работу компрессора, при которой в его отдельных элементах появляются срывы потока воздуха значительной интенсивности. Помпаж может возникать при работе компрессора только в определенной области его характеристик, которую принято отделять от области устойчивых режимов работы компрессора границей помпажа. Отсюда следует, что помпаж при эксплуатации компрессора в системе ТРД может возникать, начиная с того момента, когда линия совместной работы компрессора и турбины (эксплуатационная характеристика) пересечет где-либо границу помпажа. Установим, когда такие случаи возможны. Обратимся к фиг. 70.

На фиг. 70, а изображена типичная характеристика центробежного компрессора ТРД в координатах

$$n_{\text{пр}} = n \sqrt{\frac{288}{T_H^*}} \quad \text{и} \quad G_{\text{пр}} = G \sqrt{\frac{T_H^*}{288} \cdot \frac{760}{p_H^*}}$$

с нанесенной эксплуатационной характеристикой. Эксплуатационная характеристика при больших значениях приведенных чисел оборотов пересекает границу помпажа. Эти обороты назовем критическими. Помпаж у ТРД будет возникать при условии

$$n_{\text{пр}} \geq n_{\text{кр.}}$$

Отсюда следует, что положение эксплуатационной кривой на характеристике компрессора должно быть выбрано так, чтобы критическое число оборотов было больше максимального.

Превышение критического числа оборотов над максимальным, выраженное в процентах, называют запасом устойчивости компрессора ТРД по помпажу.

Следовательно, запас устойчивости компрессора находится по формуле

$$\sigma_n = \frac{n_{кр} - n_{макс}}{n_{макс}} \cdot 100\% \quad (43)$$

Рассмотрим, в каких случаях $n_{пр}$ может стать больше $n_{кр}$. При работе двигателя на месте, как известно,

$$n_{пр} = n \sqrt{\frac{288}{T_0}},$$

где n — действительное число оборотов двигателя;

T_0 — температура наружного воздуха.

Отсюда видно, что при работе ТРД на месте $n_{пр}$ достигает наибольших значений при максимальном числе оборотов и при низких температурах наружного воздуха. Так, например, для того чтобы отсутствовал помпаж при температуре наружного воздуха -40°C , необходимо, чтобы

$$n_{кр} \geq n_{пр} = n_{макс} \sqrt{\frac{288}{233}}.$$

Для этого компрессор должен обладать запасом устойчивости по помпажу

$$\sigma_n \geq \left(\sqrt{\frac{288}{233}} - 1 \right) \cdot 100 = 11\%.$$

При работе двигателя в полете приведенные обороты равны (см. формулу (21))

$$n_{пр} = n \sqrt{\frac{288}{T_H}} = n \sqrt{\frac{288}{T_H + 5 \left(\frac{c_0}{100} \right)^2}}.$$

В этом случае приведенное число оборотов будет достигать наибольших значений при максимальном числе оборотов двигателя, малых скоростях полета и низких температурах окружающего воздуха. Поэтому наиболее неблагоприятными с точки зрения возможности возникновения помпажа будут режимы работы двигателя на больших высотах, при максимальном числе оборотов с малыми скоростями. Наиболее характерным режимом полета, на котором могут одновременно выполняться все указанные условия, является режим набора высоты.

Потребный запас устойчивости ТРД в полете можно определить, подставив в формулу (43) $n_{пр}$ вместо $n_{кр}$ и полагая $n = n_{гакс}$, тогда получим

$$\sigma_n \geq \left(\sqrt{\frac{288}{T_H + 5 \left(\frac{c_0}{100} \right)^2}} - 1 \right) \cdot 100\%.$$

Из этой формулы можно определить минимальный запас устойчивости компрессора ТРД, необходимый для того, чтобы помпаж не возникал в полете или, наоборот, зная запас устойчивости компрессора, определить, при каких режимах полета (M_0 и T_H) будет появляться помпаж.

Например, для того чтобы в условиях стандартной атмосферы на всех высотах и при $c_0 \geq 100$ м/сек отсутствовал помпаж, необходимо, чтобы

$$\sigma_n \geq \left(\sqrt{\frac{288}{216,5 + 5 \left(\frac{100}{100} \right)^2}} - 1 \right) \cdot 100 = 14,5\%.$$

Если учесть, что температура на больших высотах может быть меньше минимальной температуры по стандартной атмосфере (т. е. менее 216,5° абс.), запас устойчивости желательно иметь еще большим.

Для того чтобы выйти из режима помпажа, начавшегося в полете, нужно уменьшить $n_{пр}$ с тем, чтобы $n_{пр}$ стало меньше $n_{кр}$. Уменьшение $n_{пр}$ может быть достигнуто, как следует из формулы (21), следующими способами: уменьшением числа оборотов двигателя, увеличением скорости полета, уменьшением высоты полета.

Для предотвращения помпажа в полете на больших высотах может быть применен перепуск части воздуха из компрессора в атмосферу или на вход в компрессор. Этим достигается увеличение расхода воздуха через компрессор (при сохранении практически неизменной величины расхода газа через турбину) и устранение условий, благоприятствующих возникновению помпажа.

* * *

В осевых компрессорах ТРД помпаж может возникать при больших и малых значениях приведенных чисел оборотов. Типичная характеристика осевого компрессора с нанесенной на нее эксплуатационной кривой была показана на рис. 70, б. В этом случае эксплуатационная кривая, как видно из рис. 70, б, может пересекать границу помпажа как при малом, так и при большом значениях $n_{пр}$.

Необходимо напомнить, что при возникновении помпажа в осевом компрессоре критические значения расхода воздуха, соответствующие началу помпажа, достигаются в разных ступенях неодновременно: при уменьшении приведенного числа оборотов помпаж возникает на первых ступенях, а при значительном его увеличении — на последних.

Эксплуатация осевых компрессоров по сравнению с центробежными особенно затрудняется возможностью появления помпажа при переходе с режима малого газа на рабочие режимы двигателя. Для того чтобы обеспечить выход двигателя на рабочие режимы, применяется, как указывалось, ряд специальных мер. Наиболее эффективными из них являются постановка поворотных лопаток на входе в компрессор и перепуск части воздуха из-за какой-либо промежуточной ступени компрессора в атмосферу или на вход в компрессор.

Перепуском воздуха удается увеличить объемный расход воздуха через первые ступени, которые работают на левых ветвях своих характеристик. В результате достигается выход их из зоны помпажа, а также увеличение степеней сжатия и к. п. д. В связи с повышением степени сжатия первых ступеней объемный расход воздуха через последние ступени компрессора уменьшается. Это в свою очередь вызывает увеличение степеней сжатия и к. п. д. последних ступеней, работающих на правых ветвях своих характеристик (вблизи режимов нулевого напора). Таким образом, перепуском воздуха удается не только устранить помпаж, но и повысить степень сжатия и к. п. д. компрессора на нерасчетных режимах, а следовательно, облегчить выход двигателя на рабочие режимы и улучшить приемистость.

Поворот направляющих аппаратов одной или двух первых ступеней позволяет уменьшить углы атаки потока, набегающего на лопатки рабочих колес, что, как известно, сдвигает границу помпажа в область меньших расходов воздуха.

Предупреждение помпажа при больших приведенных числах оборотов у ТРД с осевыми компрессорами при необходимости может быть осуществлено поворотом направляющих аппаратов одной-двух последних ступеней, а также перепуском воздуха из компрессора в атмосферу или на вход в компрессор.

Заметим, что регулирование осевого компрессора перепуском воздуха и поворотом входного направляющего аппарата может применяться также для уменьшения мощности, требуемой на запуск двигателя (мощности пускового стартера).

Помпаж у ТРД может появляться также при быстром увеличении числа оборотов (на режиме разгона). Увеличение числа оборотов осуществляется путем подачи в камеру сгорания некоторого избыточного количества топлива по сравнению с тем, которое требуется для работы двигателя на установившемся режиме. Дополнительное повышение температуры газа в камере сгорания в процессе набора оборотов двигателя по сравнению с температурой на установившемся режиме приводит к уменьшению расхода воздуха. Это объясняется тем, что величина расхода воздуха у ТРД зависит не только от размеров проходных сечений турбины и реактивного сопла, но и от температуры газа перед турбиной. Резкое повышение этой температуры в процессе набора оборотов воздействует на компрессор подобно прикрытию дроссельной заслонки (тепловое дросселирование). Поэтому эксплуатационная характеристика в процессе увеличения числа оборотов перемещается в области меньших

расходов воздуха (по сравнению с эксплуатационной характеристикой для установившихся режимов) и подходит ближе к границе помпажа. Если она пересечет эту границу, может возникнуть помпаж.

Чтобы предотвратить возникновение помпажа в этом случае, нужно уменьшить интенсивность подачи топлива в камеру сгорания в процессе набора оборотов, замедляя темп перемещения сектора газа. Регулировка интенсивности подачи топлива может достигаться применением специального автомата приемистости.

Устойчивость работы двигателя на режиме набора оборотов можно улучшить применением перепуска воздуха и поворотных лопаток.



*Доцент, кандидат технических наук
инженер-подполковник Р. М. ФЕДОРОВ*

ФОРСИРОВАНИЕ ТУРБОРЕАКТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Одним из средств повышения скорости, скороподъемности и высоты полета современных самолетов является увеличение тяги установленных на них турбореактивных двигателей.

Форсированием ТРД называется кратковременное увеличение тяги турбореактивного двигателя по сравнению с тягой на номинальном (расчетном) режиме его работы. Форсирование может применяться при взлете самолета для сокращения длины разбега или в полете, например, для кратковременного повышения максимальной скорости полета, скороподъемности, потолка самолета и т. п.

В дальнейшем будут рассмотрены три наиболее часто применяемых способа форсирования ТРД.

Тяга турбореактивного двигателя, как известно, равна произведению расхода воздуха на разность скорости истечения и скорости полета

$$P = \frac{G}{g} (c_5 - c_0) = P_{уд} G. \quad (44)$$

Поэтому увеличение тяги при форсировании двигателя может быть достигнуто как за счет увеличения расхода воздуха G , так и за счет повышения удельной тяги.

Первым и наиболее часто применяемым способом форсирования ТРД является увеличение числа оборотов двигателя за счет увеличения подачи топлива в камеры сгорания. Увеличение подачи топлива сопровождается повышением температуры газов перед турбиной, что приводит к увеличению мощности турбины и соответственно числа оборотов двигателя. В результате давление воздуха за компрессором увеличивается и расход воздуха через двигатель возрастает. Кроме того, возрастание температуры газов перед турбиной способствует повышению удельной тяги двигателя*. Одновременное увеличение расхода воздуха и удельной тяги приводит к резкому возрастанию тяги двигателя (примерно пропорционально четвертой степени числа оборотов).

* См. стр. 160.

Удельный расход топлива $C_p = \frac{G_T}{P}$ кг/кг · час при форсировании двигателя путем увеличения числа оборотов почти не изменяется.

Описанный способ кратковременного увеличения тяги применяется на многих турбореактивных двигателях для получения взлетного режима. Но значительное форсирование двигателей таким путем оказывается затруднительным, так как рост температуры газов при одновременном увеличении числа оборотов двигателя ограничен прочностью рабочих лопаток турбины двигателя и других его деталей.

Вторым широко распространенным способом форсирования ТРД является сжигание топлива за турбиной двигателя. Коэффициент избытка воздуха в основных камерах сгорания ТРД, как известно,

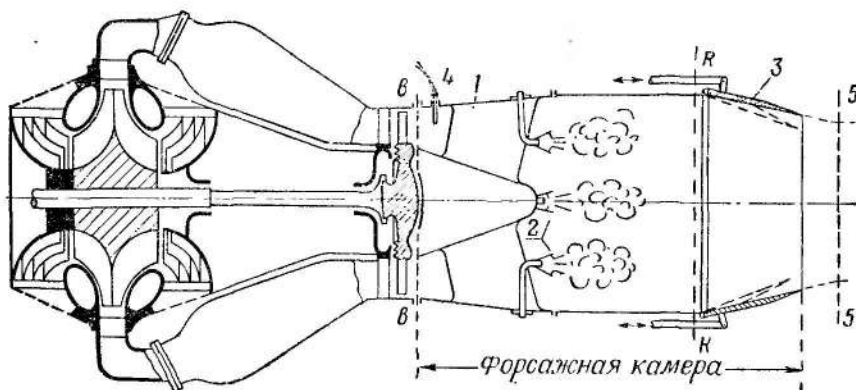


Рис. 135. Схема ТРД с форсажной камерой:

1 — диффузор; 2 — стабилизаторы пламени; 3 — регулируемое сопло; 4 — термпара; 5 — 5 — сечение за двигателем; в — в — сечение за турбиной; к — к — сечение перед реактивным соплом

равен 4—4,5. Поэтому в газах, поступающих из камер сгорания через турбину в реактивное сопло, имеется еще большое количество кислорода, которое может быть использовано для сжигания дополнительного количества топлива. Для этого между турбиной и реактивным соплом помещается специальная камера с установленными в ней топливными форсунками (так называемая форсажная камера).

Схема ТРД с форсажной камерой показана на рис. 135. Сгорание топлива в камере происходит за счет кислорода, содержащегося в достаточном количестве в газах, выходящих из турбины. Для уменьшения скорости газов, которая на выходе из турбины доходит до 400 м/сек, между турбиной и форсажной камерой ставится диффузор 1. Снижение скорости газов в диффузоре и применение стабилизаторов пламени 2 обеспечивают устойчивость сгорания в различных условиях полета. В результате сгорания топлива в форсажной камере значительно повышается температура газов перед реактивным соплом (в сечении к — к) при почти неизменном их давлении. Соответственно увеличивается скорость истечения га-

зов из реактивного сопла, что приводит к возрастанию удельной тяги двигателя.

Увеличение температуры газов перед реактивным соплом ведет к снижению плотности их в реактивном сопле, что при неизменной площади выходного сечения сопла привело бы к снижению расхода воздуха и к нежелательному изменению режима работы турбины и компрессора. Режим работы двигателя изменился бы при этом таким же образом, как и при уменьшении площади выходного сечения сопла в двигателе без форсажной камеры, т. е. в сторону увеличения температуры газов перед турбиной и приближения режима работы компрессора к границе помпажа.

Для того чтобы сохранить неизменным режим работы турбины и компрессора, форсажную камеру обычно снабжают соплом переменного сечения 3, площадь которого увеличивается с увеличением температуры газов в форсажной камере.

Если такое сопло правильно отрегулировано и число оборотов двигателя остается постоянным, то расход воздуха через двигатель при включении форсажа не изменится. Останутся неизменными и другие показатели режима работы турбины и компрессора, в частности, давление и температура газов на выходе из турбины, измеряемая термопарой 4 (см. рис. 135).

На рис. 136 изображена диаграмма цикла работы ТРД с форсажной камерой в координатах $p - v$. Линия 0—2 изображает процесс сжатия воздуха в двигателе; 2—3 — процесс сгорания в основных камерах двигателя; 3— β — процесс расширения газа в турбине. При отсутствии форсажной камеры процесс расширения газа в реактивном сопле изобразился бы линией β —5. Процесс сгорания в форсажной камере протекает при слегка падающем давлении, аналогично процессу в основных камерах сгорания ТРД, и изображается линией β — κ . Расширение газа в реактивном сопле, установленном за форсажной камерой, изображено линией κ —5 ϕ . Заштрихованная площадь эквивалентна увеличению работы расширения газов в двигателе при включении форсажной камеры. Соответственно увеличиваются индикаторная работа и работа цикла двигателя.

Вясним, в какой мере может быть увеличена тяга двигателя за счет сжигания топлива в форсажной камере. При выключенной форсажной камере температура заторможенного газового потока в сечении κ — κ (см. рис. 135) будет на основании уравнения энергии равна температуре заторможенного потока за турбиной $T_{\kappa}^* = T_{\text{в}}^*$.

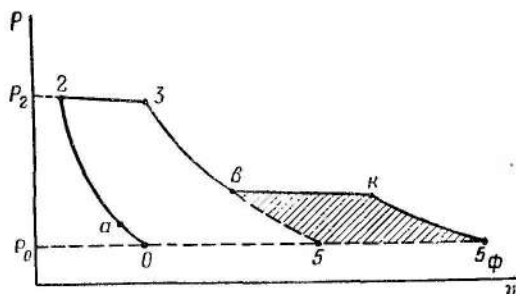


Рис. 136. Диаграмма рабочего процесса ТРД с форсажной камерой в координатах $p - v$

Полный напор p_k^* в сечении k — k будет несколько меньше, чем полный напор за турбиной, вследствие гидравлических потерь в диффузоре 1 и стабилизаторах 2.

При впрыске топлива в форсажную камеру пары его воспламеняются (от горячих газов, находящихся в камере, или от специального источника зажигания) и сгорают в кислороде, содержащемся в газах, выходящих из турбины. В результате температура газов перед реактивным соплом увеличится и станет равной $T_{к.ф}^*$. Давление заторможенного потока перед соплом при этом будет равно $p_{к.ф}^*$, причем, как показывают расчеты, повышение температуры сгорания приводит к некоторому снижению полного напора, т. е. $p_{к.ф}^* < p_k^*$. Однако эта разница не имеет существенного значения и частично компенсируется ростом теплоемкостей газов при увеличении их температуры. Поэтому при оценке возможности форсирования двигателя без существенной погрешности можно принять, что $p_{к.ф}^* = p_k^*$.

Таким образом, подача топлива в форсажную камеру приведет к увеличению температуры газов перед реактивным соплом при практически неизменном их давлении.

Работа расширения газов в реактивном сопле и соответствующая ей кинетическая энергия реактивной струи при неизменном начальном и конечном давлении пропорциональны начальной температуре газов. Поэтому при форсировании кинетическая энергия газов на выходе из реактивного сопла увеличится пропорционально росту абсолютной температуры газов в форсажной камере. Если c_5 — скорость истечения газов из реактивного сопла при выключенной форсажной камере, а $c_{5ф}$ — скорость истечения газов при форсировании, то

$$\frac{c_{5ф}^2}{c_5^2} = \frac{T_{к.ф}^*}{T_B^*}. \quad (45)$$

Извлекая квадратный корень из левой и правой частей этого равенства, получим

$$\frac{c_{5ф}}{c_5} = \sqrt{\frac{T_{к.ф}^*}{T_B^*}}. \quad (46)$$

Таким образом, относительное увеличение скорости истечения за счет работы форсажной камеры равно квадратному корню из относительного увеличения абсолютной температуры газов перед соплом.

При работе двигателя на месте тяга его равна

$$P_0 = \frac{G}{g} c_3.$$

Поэтому увеличение тяги будет пропорционально росту скорости истечения, так как режим работы компрессора и турбины и соответственно расход воздуха через двигатель должны поддерживаться неизменными за счет изменения выходной площади реактивного сопла.

Следовательно, при работе на месте относительное увеличение тяги равно

$$\frac{P_{\text{оф}}}{P_0} = \sqrt{\frac{T_{\text{к.ф}}^*}{T_B^*}}, \quad (47)$$

т. е. относительное увеличение взлетной тяги пропорционально квадратному корню из относительного увеличения температуры газов перед реактивным соплом.

Допустим, что температура газов за турбиной равна 1000° абс. , а температура газов в форсажной камере 1700° абс. Тогда относительное увеличение тяги при работе на месте составит

$$\frac{P_{\text{оф}}}{P_0} = \sqrt{1,7} \approx 1,3,$$

т. е. тяга двигателя возрастает на 30%.

Увеличение температуры газов перед реактивным соплом в полете также приведет к росту скорости истечения газов и тяги двигателя.

Влияние форсирования на тягу двигателя принято рассматривать при неизменной скорости полета.

В этом случае расход воздуха при форсировании должен поддерживаться неизменным, а скорость истечения увеличится в той же степени, как и при работе на месте. Тяга двигателя будет равна

$$P_{\text{ф}} = \frac{G}{g} \left(c_5 \sqrt{\frac{T_{\text{к.ф}}^*}{T_B^*}} - c_0 \right), \quad (48)$$

где c_5 — скорость истечения газов из реактивного сопла нефорсированного двигателя при той же скорости полета.

Из формулы тяги для нефорсированного двигателя (44) следует, что

$$\frac{G}{g} c_5 = P + \frac{G}{g} c_0.$$

Раскрыв скобки в формуле (48) и подставив в нее значение $\frac{G}{g} c_5$, получим

$$P_{\text{ф}} = P \sqrt{\frac{T_{\text{к.ф}}^*}{T_B^*}} + \frac{G}{g} c_0 \left(\sqrt{\frac{T_{\text{к.ф}}^*}{T_B^*}} - 1 \right). \quad (49)$$

Разделив найденное значение тяги при работе форсажной камеры на тягу нефорсированного двигателя, найдем относительное увеличение тяги при форсировании двигателя в полете

$$\frac{P_{\text{ф}}}{P} = \sqrt{\frac{T_{\text{к.ф}}^*}{T_B^*}} + \frac{1}{g} \frac{c_0}{P_{\text{уд}}} \left(\sqrt{\frac{T_{\text{к.ф}}^*}{T_B^*}} - 1 \right), \quad (50)$$

где $P_{\text{уд}}$ — удельная тяга нефорсированного двигателя.

Из формулы (50) следует, что увеличение тяги при форсировании двигателя в полете происходит не пропорционально квадрат-

Ному корню из относительного увеличения температуры газов в форсажной камере, а значительно сильнее. При этом чем больше скорость полета, тем сильнее возрастает тяга двигателя при одном и том же повышении температуры газов. Так, при скорости полета 300 м/сек и при удельной тяге нефорсированного двигателя 40 кг/кг/сек взятое в предыдущем примере повышение температуры в форсажной камере приведет к увеличению тяги двигателя в отношении

$$\frac{P_{\Phi}}{P} = \sqrt{1,7 + \frac{1}{9,8} \frac{300}{40} (V\sqrt{1,7} - 1)} = 1,53,$$

т. е. тяга двигателя возрастает на 53% (вместо 30% при форсировании на месте).

Перейдем теперь к оценке изменения расхода топлива при форсировании. Согласно уравнению сохранения энергии количество тепла, сообщаемого 1 кг газа в форсажной камере при нагревании его от температуры $T_{\text{в}}^*$ до температуры $T_{\text{к.ф}}^*$, равно

$$Q = c_p (T_{\text{к.ф}}^* - T_{\text{в}}^*),$$

где c_p — средняя теплоемкость газа в процессе сгорания, равная приблизительно 0,3 кал/кг·град для интервала температур 900—1800° абс.

Для выделения этого количества тепла при расходе газов G кг/сек в форсажную камеру необходимо подать количество топлива, равное

$$G_{\text{т.ф}} = 3600 \frac{QG}{\delta H_u} = 3600 \frac{c_p (T_{\text{к.ф}}^* - T_{\text{в}}^*) G}{\delta H_u} [\text{кг/час}]. \quad (51)$$

Общий расход топлива в двигателе при форсировании будет складываться из расхода в форсажной камере $G_{\text{т.ф}}$ кг/час и расхода в основных камерах сгорания $G_{\text{т}}$ кг/час, который равен

$$G_{\text{т}} = PC_P,$$

где P и C_P — тяга и удельный расход топлива при выключенной форсажной камере.

Разделив общий расход топлива на тягу двигателя, найдем удельный расход топлива для двигателя с форсажной камерой

$$C_{P,\Phi} = \frac{PC_P + G_{\text{т.ф}}}{P_{\Phi}} = \frac{P}{P_{\Phi}} \left(C_P + \frac{G_{\text{т.ф}}}{P} \right).$$

Подставив в это выражение значение расхода топлива в форсажной камере из формулы (51), получим

$$C_{P,\Phi} = \frac{P}{P_{\Phi}} \left[C_P + 3600 \frac{c_p (T_{\text{к.ф}}^* - T_{\text{в}}^*)}{\delta H_u P_{\text{уд}}} \right], \quad (52)$$

где $P_{\text{уд}}$ — удельная тяга двигателя при выключенной форсажной камере.

На рис. 137 приведено относительное увеличение тяги и удельного расхода топлива ТРД с форсажной камерой при работе на стенде в зависимости от температуры газов перед реактивным соплом. Эти величины рассчитаны по формулам (47) и (52) для двигателя со степенью сжатия воздуха $\epsilon = 4$ при температуре газов перед турбиной $T_3 = 1150^\circ$ абс. По горизонтали на этом графике отложены: относительное увеличение температуры $\frac{T_{к.ф}^*}{T_B^*}$ и соответственно абсолютное значение температуры $T_{к.ф}^*$ при $T_B^* = 1000^\circ$ абс.

Отсюда видно, что удельный расход топлива с ростом температуры в форсажной камере увеличивается значительно быстрее, чем тяга двигателя. Так, например, при увеличении тяги на 30% удельный расход топлива возрастает примерно на 65%. Объясняется это тем, что сжигание топлива в форсажной камере осуществляется при значительно более низком давлении, чем в основных камерах двигателя (см. рис. 136). Из термодинамики известно, что при уменьшении перепада давлений между камерой сгорания и окружающей атмосферой, в которой происходит рассеивание тепла выходящих из двигателя газов, степень использования выделенного в камере тепла уменьшается. Продукты сгорания топлива, выходя из реактивного сопла, имеют очень высокую температуру и, следовательно, уносят с собой много тепловой энергии. Поэтому экономичность ТРД при форсировании его путем сжигания топлива за турбиной значительно ухудшается. Однако при кратковременном форсировании двигателя это обстоятельство не имеет решающего значения.

Увеличение скорости полета приводит к возрастанию степени сжатия воздуха в двигателе и соответственно к росту давления газов за турбиной. Благодаря повышению давления, при котором происходит сгорание топлива в форсажной камере, эффективность использования тепла значительно улучшается. Поэтому с ростом скорости полета относительный прирост тяги двигателя при работе

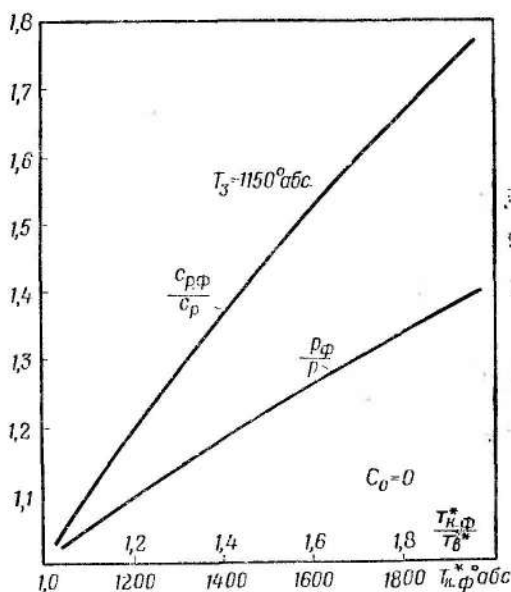


Рис. 137. Зависимость относительного изменения тяги и удельного расхода топлива ТРД от температуры в форсажной камере

форсажной камеры значительно увеличивается, а прирост удельного расхода топлива существенно снижается. На рис. 138 приведено изменение относительного прироста тяги и удельного расхода топлива ТРД с форсажной камерой в зависимости от числа M при полете на уровне моря. Расчет сделан для двигателя, имеющего степень сжатия воздуха при работе на месте, равную $\epsilon = 6$, при температуре перед турбиной $T_3 = 1300^\circ \text{ абс.}$ и $T_{к.ф} = 2000^\circ \text{ абс.}$ Как видно из графика, при работе на месте ($M = 0$) увеличение тяги на 32% сопровождается при принятых в расчете параметрах двигателя увеличением удельного расхода в два раза, тогда как при $M = 1,5$ тяга возрастает на 85%, а удельный расход топлива — всего на 52%.

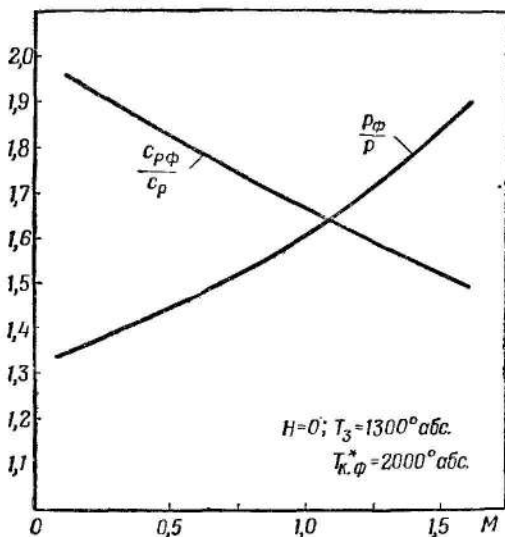


Рис. 138. Изменение относительного прироста тяги и удельного расхода топлива ТРД с форсажной камерой по скорости полета

Рассмотрим третий способ форсирования ТРД — путем впрыска легко испаряющейся жидкости в компрессор. В этом случае впрыск осуществляется с помощью форсунок, устанавливаемых на входе воздуха в компрессор. В качестве жидкости может быть использована вода или незамерзающая водо-спиртовая смесь. При испарении впрыснутой жидкости от воздуха отнимается тепло, равное

теплоте парообразования. Поэтому температура воздуха в компрессоре и его удельный объем уменьшаются, что ведет к уменьшению работы, необходимой для сжатия воздуха до заданного давления. Если же работа, затрачиваемая на сжатие воздуха в компрессоре, остается неизменной (например, при неизменном числе оборотов двигателя), то давление за компрессором возрастает. Соответственно возрастает и давление перед турбиной.

При сохранении постоянной температуры газа перед турбиной перепад давления газа в турбине не изменится, а давление за турбиной возрастет пропорционально росту давления за компрессором.

Увеличение давления за турбиной (степени расширения газа в реактивном сопле) приведет к росту скорости истечения c_5 . Увеличению скорости истечения несколько способствует также рост теплотемкости продуктов сгорания и их работоспособности (при неизменной температуре перед турбиной), происходящий вследствие

значительного повышения содержания в них паров воды. Кроме того, возрастание давления и соответственно плотности газа перед сопловым аппаратом турбины приводит к увеличению расхода воздуха.

Таким образом, впрыск воды в компрессор приведет к увеличению тяги двигателя как за счет увеличения скорости истечения (удельной тяги), так и за счет возрастания расхода воздуха.

Возрастание тяги при форсировании двигателя рассматриваемым способом будет сопровождаться не только расходом воды или водо-спиртовой смеси, но и некоторым увеличением расхода топлива, необходимым для поддержания постоянной температуры газов перед турбиной. Расход топлива увеличится как из-за возрастания расхода воздуха, так и вследствие понижения температуры на выходе из компрессора.

На рис. 139 показано относительное изменение тяги и удельного расхода топлива ТРД при работе на месте в зависимости от количества воды, испарившейся в компрессоре, при исходной степени сжатия воздуха (без впрыска воды) $\epsilon = 3,9$ и температуре перед турбиной $T_3 = 1100^\circ$ абс. По горизонтальной оси на графике отложено количество испарившейся воды в долях от расхода воздуха. Как видно из рисунка, форсирование ТРД путем впрыска воды в компрессор дает значительный эффект, но требует большого расхода жидкости. Так, при форсировании двигателя на 30% количество испарившейся воды должно в 2 раза превосходить расход топлива в двигателе. В действительности расход воды будет еще больше, так как значительная часть ее не успевает испариться в течение короткого времени пребывания в компрессоре.

В самолетных баках должен быть необходимый запас воды или другой жидкости, поэтому повышенный расход ее при форсировании двигателей так же отрицательно сказывается на дальности и продолжительности полета, как и повышенный расход основного топлива.

Возможно форсирование ТРД путем впрыска воды непосредственно в камеру сгорания двигателя. При впрыске воды в камеру сгорания для сохранения неизменной температуры газов потребуются одновременно увеличить подачу топлива. При испарении впрыснутой жидкости образуется большое количество пара, который заменяет собой часть воздуха в газовой турбине, в результате чего расход воздуха через компрессор падает. Уменьшение

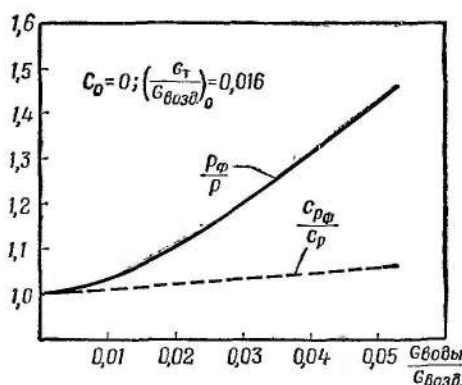


Рис. 139. Зависимость относительного прироста тяги и удельного расхода топлива от количества воды, испарившейся в компрессоре при форсировании ТРД за счет впрыска воды

расхода воздуха через компрессор при неизменном числе оборотов приводит к возрастанию давления за компрессором тем более интенсивному, чем больше угол наклона кривых постоянного числа оборотов на характеристике компрессора. Несмотря на уменьшение расхода воздуха, расход газов через турбину и реактивное сопло возрастает за счет впрыснутой воды и увеличенной подачи топлива. Возрастание давления за компрессором (и соответственно за турбиной) и увеличение расхода газа приводят к увеличению тяги двигателя. Кроме того, увеличению тяги в этом случае также способствует рост теплоемкости продуктов сгорания.

Количество воды, которое может быть впрыснуто в камеру сгорания, ограничивается опасностью попадания компрессора в область неустойчивых режимов его работы вследствие снижения расхода воздуха. Кроме того, при равном количестве впрыснутой воды тяга при впрыске в камеру сгорания растет значительно меньше, чем при впрыске в компрессор. Но в эксплуатации впрыск воды в камеры сгорания проще, так как при этом нет опасности обледенения или повреждения лопаток компрессора.

Увеличение скорости полета оказывает благоприятное влияние на эффективность каждого из рассмотренных методов форсирования двигателя. Поэтому с ростом максимальных скоростей полета различные методы форсирования двигателей будут получать все более широкое распространение.



Кандидат технических наук
инженер-майор В. Ф. ПАВЛЕНКО

ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРД ПРИ НЕУСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМАХ РАБОТЫ *

Авиационный двигатель на самолете эксплуатируется на различных скоростях, высотах полета и оборотах турбокомпрессора как на установившихся, так и на неуставившихся режимах. Для оценки свойств двигателя в полете при установившихся режимах работы применяются следующие характеристики: скоростные, высотные и по числу оборотов (или дроссельные).

Скоростными характеристиками ТРД называются зависимости тяги и удельного расхода топлива от скорости полета на заданной высоте при неизменных оборотах турбокомпрессора (ТК), **высотными** — зависимости тяги и удельного расхода топлива от высоты полета на заданной скорости при постоянном числе оборотов турбокомпрессора. Характеристиками ТРД **по числу оборотов** называются зависимости тяги и удельного расхода топлива ТРД от оборотов турбокомпрессора при заданной скорости и высоте полета. Все эти характеристики рассчитываются при условии равенства мощности турбины и компрессора.

Однако в процессе эксплуатации двигатель не всегда работает на заданной скорости и высоте полета при каком-то вполне определенном числе оборотов. Обороты турбокомпрессора непрерывно изменяются по времени, например, у двигателей на ведомых самолетах при полете в строю, причем изменяются они достаточно быстро, и режимы работы двигателя не успевают установиться. Мощность турбины оказывается больше мощности компрессора ** ($N_t > N_k$), в этом случае происходит увеличение оборотов ТК, или меньше ($N_t < N_k$), тогда обороты ТК уменьшаются.

* Ниже используются характеристики только одного типа компрессора одно-контурных турбореактивных двигателей (ТРД). Поэтому полученные результаты нельзя распространять на двигатели с компрессорами других типов.

** Под мощностью компрессора будем подразумевать мощность собственно компрессора, агрегатов двигателя и мощность, расходуемую на охлаждение.

При неустановившихся режимах работы ТРД его характеристики заметно отличаются от характеристик ТРД при установившихся режимах. Поэтому применение одних характеристик вместо других не всегда возможно. Так, в случае полета в строю или при выполнении фигур пилотажа, разгоне и торможении, уходе на второй круг и посадке существующие характеристики ТРД, полученные из условия установившихся режимов работы двигателя, оказываются непригодными. Вот почему весьма важно знать метод расчета характеристик ТРД при неустановившихся режимах его работы, оценить и проанализировать влияние различных параметров (температуры газов перед турбиной, степени сжатия воздуха в компрессоре, к. п. д. и др.), скорости и высоты полета на эти характеристики.

Характеристиками ТРД на неустановившихся режимах будем называть зависимости тяги и удельного расхода топлива от оборо-

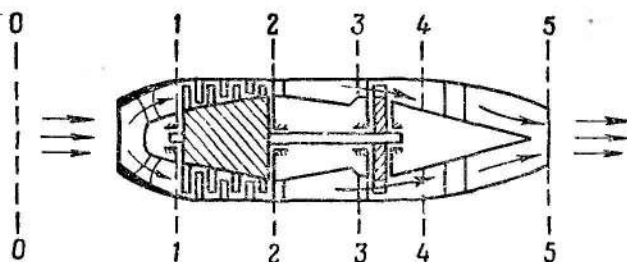


Рис. 140. Схема ТРД и обозначение сечений в нем:

0—0 — вдали от двигателя (воздух не возмущен двигателем);
1—1 — перед входом воздуха в компрессор; 2—2 — на выходе воздуха из компрессора; 3—3 — на входе газа в турбину; 4—4 — за турбиной; 5—5 — сечение на конце реактивного сопла

тов турбокомпрессора и времени при условии, что мощность турбины не равна мощности компрессора ($N_T \neq N_K$), на различных скоростях и высотах полета.

При построении таких характеристик ТРД сделаем следующие допущения. Характеристики компрессора и турбины на установившихся и на неустановившихся режимах одинаковы. Коэффициент выделения тепла в камере сгорания, а также коэффициенты потерь давления в камере сгорания и в реактивном сопле при работе ТРД на обоих режимах равны.

Наиболее точным аналитическим методом построения характеристик ТРД на обоих режимах работы является метод, при котором используются полные характеристики элементов двигателя (компрессора, камеры сгорания и турбины).

Такой метод разработан для построения характеристик ТРД на установившихся режимах. Однако его применение затруднено тем, что не всегда можно располагать характеристиками того или другого элемента двигателя, либо всех элементов. Чаще всего используются полные характеристики компрессора, а характеристики камеры сгорания и турбины определяют приближенно. В настоящей статье мы воспользуемся таким же методом.

Примем в дальнейшем следующие обозначения сечений ТРД (рис. 140): 0—0 граница атмосферного воздуха, не возмущенного воздействием на него двигателя. В этом сечении и влево от него давление и температура воздуха равны атмосферным. Сечение 1—1 проходит перед входом воздуха в компрессор, 2—2 — на выходе воздуха из компрессора, 3—3 — на входе газа в турбину, 4—4 — за турбиной, а 5—5 — на выходе из реактивного сопла.

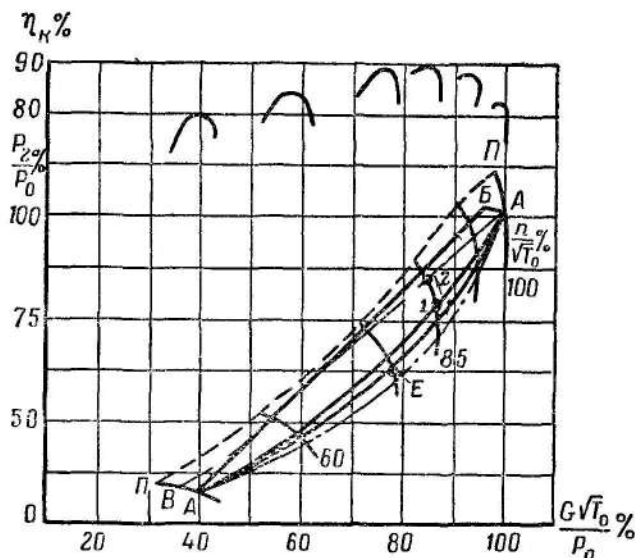


Рис. 141. Характеристики компрессора и совместных режимов работы турбины и компрессора

На рис. 141 представлена характеристика компрессора в виде зависимости степени сжатия $\frac{P_2}{P_0}$ от параметра расхода воздуха $\frac{G \sqrt{T_0}}{P_0}$ при различных постоянных значениях параметра оборотов $\frac{n}{\sqrt{T_0}}$ (на эту характеристику обычно наносятся кривые постоянных к. п. д.). Линия А — А на рисунке является линией совместных режимов работы турбины и компрессора при условии установившихся режимов работы двигателя при заданной постоянной площади реактивного сопла. Для каждой точки этой линии характерно то, что мощность турбины равна мощности компрессора, а угловое ускорение турбокомпрессора равно нулю. Влево и вправо от этой линии — неустановившиеся режимы работы ТРД (на заданной скорости и высоте полета при постоянной площади реактивного сопла).

В этих точках угловое ускорение турбокомпрессора не равно

* Здесь и далее давление и температура по тракту двигателя от сечения 0—0 до 4—4 включительно являются параметрами заторможенного потока.

нулю: оно либо больше нуля (увеличение оборотов), либо меньше (уменьшение оборотов).

Линия $\Pi - \Pi$ — граница помпажа. Влево от нее наступает неустойчивая работа компрессора и резкое ухудшение его гидравлических качеств. Поэтому в этой области работа компрессора без применения специальных мероприятий недопустима.

Располагая характеристиками компрессора и турбины, легко найти линию их совместной работы при установившихся режимах, а следовательно, и тягу, удельный расход топлива и другие данные двигателя. Можно также рассчитать и характеристики ТРД на неустановившихся режимах.

Для определения характеристик ТРД при неустановившихся режимах его работы задаемся зависимостью степени сжатия воздуха в компрессоре $\frac{P_2}{P_0}$ от параметра расхода воздуха $\frac{G\sqrt{T_0}}{P_0}$. Кривые, характеризующие эту зависимость, могут быть самыми различными. Однако они ограничиваются слева линией помпажа и предельно допустимой температурой газа перед турбиной (увеличение оборотов), а справа — линией, характеризующей устойчивость процесса сгорания обедненных смесей в камере сгорания ТРД (уменьшение оборотов).

В дальнейшем будем рассматривать характеристики ТРД лишь при его разгоне, поскольку методы определения характеристик при разгоне и сбросе оборотов принципиально не отличаются.

Кривые изменения тяги и расхода топлива по оборотам на неустановившихся и установившихся режимах работы ТРД приведены на рис. 142. На рис. 143 даны кривые изменения относитель-

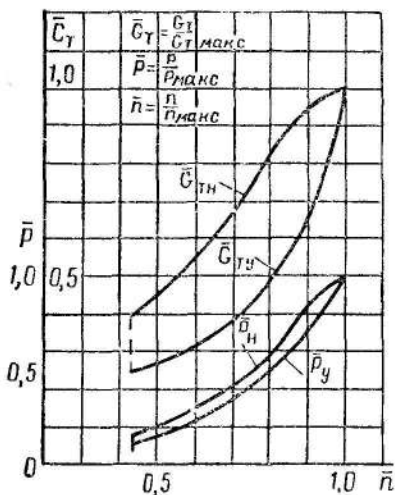


Рис. 142. Кривые изменения тяги и расхода топлива по оборотам на установившихся и неустановившихся режимах работы ТРД

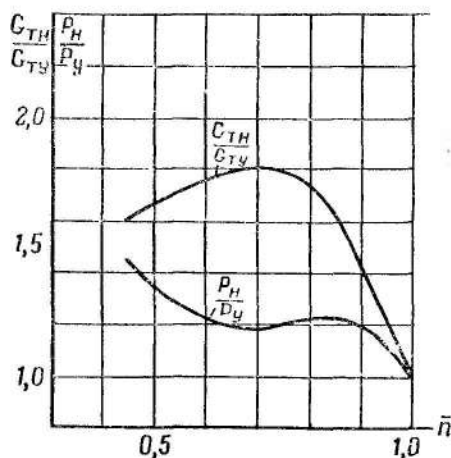


Рис. 143. Кривые изменения относительных тяги и расхода топлива по относительным оборотам на неустановившихся режимах работы ТРД

ных тяги и расхода топлива по относительным оборотам на неустановившихся режимах работы ТРД. Относительные величины тяги и расхода топлива есть отношение тяги и расхода топлива на неустановившихся режимах к тяге и расходу топлива на установившихся режимах ТРД, а относительные обороты — отношение текущего значения оборотов к максимальному.

Время разгона двигателя определяется из равенства момента сил инерции турбокомпрессора (произведения величины момента инерции вращающихся масс на угловое ускорение), разности моментов сил, действующих на лопатки турбины и лопатки (крыльчатку) компрессора (уравнение разгона)

$$I j_{\omega} = M_t - M_k,$$

где I — момент инерции турбокомпрессора;
 j_{ω} — угловое ускорение турбокомпрессора;
 M_t — момент сил, действующих на лопатки турбины;
 M_k — момент сил, действующих на лопатки (крыльчатку) компрессора.

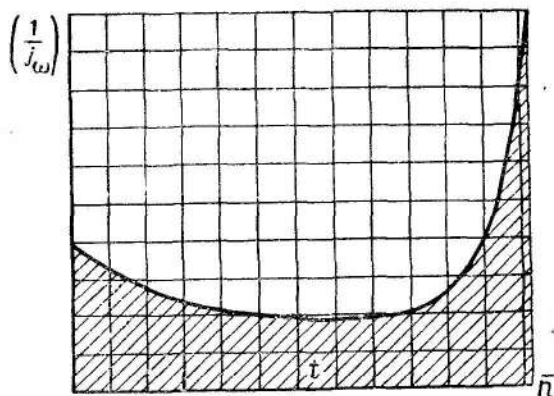


Рис. 144. Изменения $\frac{1}{j_{\omega}}$ в зависимости от относительных оборотов турбокомпрессора ТРД

Угловое ускорение турбокомпрессора (ТК) есть изменение оборотов в единицу времени, приблизительно $j_{\omega} = \frac{\Delta n}{\Delta t}$, где Δn — интервал оборотов, Δt — интервал времени, в течение которого число оборотов турбокомпрессора изменилось на величину Δn . Следовательно, для определения времени, в течение которого число оборотов ТК изменится на величину Δn , необходимо $\frac{1}{j_{\omega}}$ умножить на Δn . Для этой цели строится график изменения $\frac{1}{j_{\omega}}$ от оборотов ТК. Типичный пример такого графика представлен на рис. 144.

Время разгона ТРД условно обозначено на этом рисунке заштрихованной площадью. Для определения величины этой площади ось абсцисс в интервале от $\bar{n}=0,2$ до $\bar{n}=1,0$ разбивают на равные части (например, $\Delta\bar{n}=0,1$). На каждом участке кривую представляют в виде прямой и затем определяют площадь трапеции каждого участка. Время разгона от $\bar{n}=0,2$ до $\bar{n}=0,1$ будет равно

$$t = \left[\frac{1}{2} \left(\frac{1}{j_{\omega_1}} \right) + \left(\frac{1}{j_{\omega_2}} \right) + \left(\frac{1}{j_{\omega_3}} \right) + \dots + \frac{1}{2} \left(\frac{1}{j_{\omega_n}} \right) \right] \Delta n.$$

Кривая изменения оборотов по времени, вычисленная этим способом, приведена на рис. 145. Имея кривые изменения тяги и расхода топлива на неустановившихся режимах работы двигателя по оборотам турбокомпрессора (ТК) и кривые изменения оборотов ТК по времени, можно построить графики изменения тяги и расхода топлива по времени.

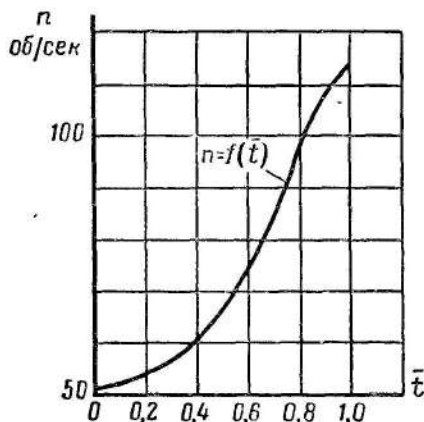


Рис. 145. Характер изменения оборотов турбокомпрессора ТРД по времени

(в широком диапазоне оборотов ТК), а расход топлива — больше на 50—80% (в диапазоне от оборотов малого газа до 85% максимальных оборотов ТК). Наибольшее превышение расхода топлива на неустановившихся режимах по сравнению с установившимися режимами находится в диапазоне 70—75% от максимальных оборотов. В диапазоне от 95% до максимальных оборотов величина превышения расхода топлива непрерывно уменьшается, и на максимальных оборотах расход топлива будет практически одинаковым для обоих режимов.

Удельный расход топлива ТРД для неустановившихся режимов больше на 20—50% в диапазоне оборотов от малого газа до 85% максимальных оборотов. Выше 85% максимальных оборотов процент превышения удельного расхода непрерывно уменьшается.

Следует отметить, что приведенные цифры по тяге, расходу топлива и удельному расходу топлива на неустановившихся режимах работы ТРД изменяются при изменении параметров двигателя, закона подачи топлива по оборотам и условий работы двигателя.

Эти цифры относятся только к процессу разгона двигателя. При сбросе оборотов наблюдается обратная картина.

Увеличение тяги двигателя происходит главным образом вследствие увеличения расхода топлива и вызванного этим повышения температуры газов перед турбиной по сравнению с установившимися режимами работы ТРД.

Увеличение удельного расхода топлива связано с созданием избыточной мощности турбиной для разгона ТК двигателя и повышением температуры газов перед турбиной при сравнительно малом увеличении степени сжатия воздуха в компрессоре.

На рис. 146 представлены графики температуры газов перед турбиной и степени сжатия воздуха в компрессоре по оборотам на установившихся и неустановившихся режимах работы ТРД (при одном из законов подачи топлива в процессе разгона).

Графики показывают, что при оборотах ТК, меньших максимальных, на установившихся режимах температура газов перед турбиной заметно меньше, чем на неустановившихся режимах, а поэтому и удельный расход топлива также меньше. На неустановившихся режимах при незначительном увеличении

степени сжатия воздуха в компрессоре температура газов перед турбиной существенно возрастает, что приводит к увеличению тяги и ухудшению экономичности двигателя.

Отсюда следует, что длительная работа ТРД в условиях частого применения разгона двигателя заметно ухудшает его экономичность, повышает тепловые напряжения и вибрационные нагрузки на детали (двигатель работает при более высоких температурах и в области, близкой к началу помпажа).

Грамотная эксплуатация в полете ТРД дает возможность уменьшить расходы топлива на режимах разгона и повысить надежность его работы. Это достигается непрерывным совершенствованием мастерства вождения самолета. Кроме того, экономичность и надежность работы ТРД могут быть повышены путем применения более совершенных программ регулирования ТРД на неустановившихся режимах (т. е. применением закономерности подачи топлива по

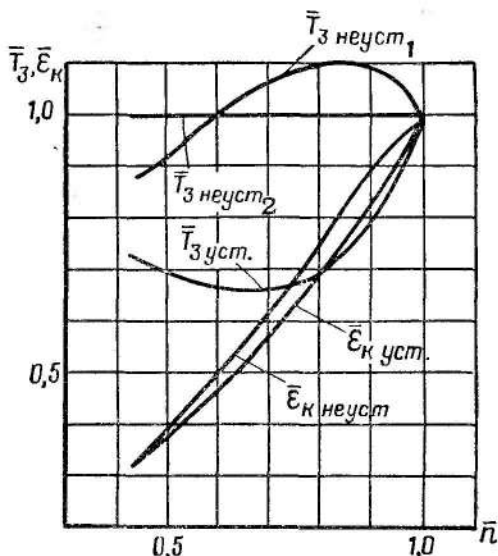


Рис. 146. Зависимость температуры газов перед турбиной и степени сжатия воздуха в компрессоре от оборотов турбокомпрессора ТРД на установившихся и неустановившихся режимах

оборотам и времени, обеспечивающей лучшую работу ТРД на неустановившемся режиме).

Влияние программ регулирования на характеристики ТРД при неустановившихся режимах приведено на рис. 147—149. На рисунках приняты следующие обозначения:

Кривая 1 — соответствует программе регулирования, при которой степень сжатия воздуха в компрессоре изменяется пропорционально расходу воздуха до своего максимального значения, а при дальнейшем увеличении оборотов степень сжатия воздуха

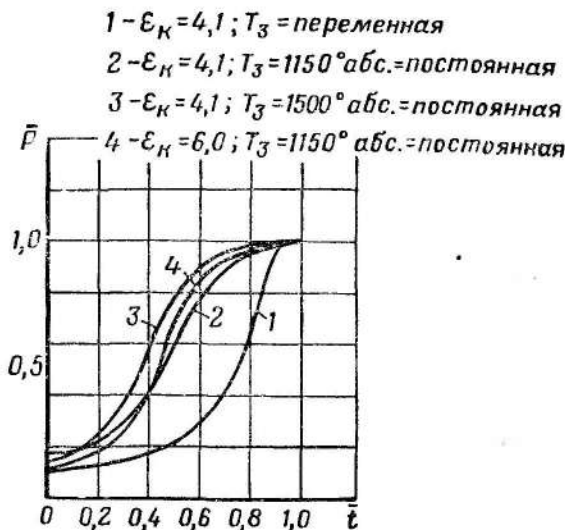


Рис. 147. Изменение тяги ТРД по времени разгона турбокомпрессора ТРД

в компрессоре остается постоянной и равной 4,1 (на рис. 141 неустановившимся режимам соответствует сплошная линия $АБА$, а установившимся — сплошная линия $А1А$). При этой программе регулирования температура газов перед турбиной в процессе разгона изменяется;

Кривая 2 — соответствует программе регулирования, при которой температура газов перед турбиной постоянна и равна 1150° абс. , а степень сжатия воздуха в компрессоре на максимальном режиме равна 4,1 (на рис. 141 неустановившимся режимам соответствует линия $В2А$, а установившимся — линия $А1А$);

Кривая 3 — соответствует программе регулирования, при которой степень сжатия воздуха в компрессоре на максимальном режиме равна 4,1, а температура газов перед турбиной постоянна и равна 1500° абс. (на рис. 141 неустановившимся режимам соответствует линия $В2А$, а установившимся — линия $АА$);

Кривая 4 — соответствует программе регулирования, при которой степень сжатия воздуха в компрессоре равна 6,0, а темпера-

тура газов перед турбиной постоянна и равна 1150° абс. (на рис. 141 неустановившимся режимам соответствует линия $B2A$, а установившимся — линия AEA).

Из этого следует, что мы рассматриваем влияние на характеристики ТРД при неустановившихся режимах работы двух программ регулирования (кривые 1 и 2) и двух параметров рабочего процесса — температуры газов перед турбиной (кривая 3) и степени сжатия воздуха в компрессоре (кривая 4) при программе регулирования, соответствующей постоянству температуры газов перед турбиной в процессе разгона.

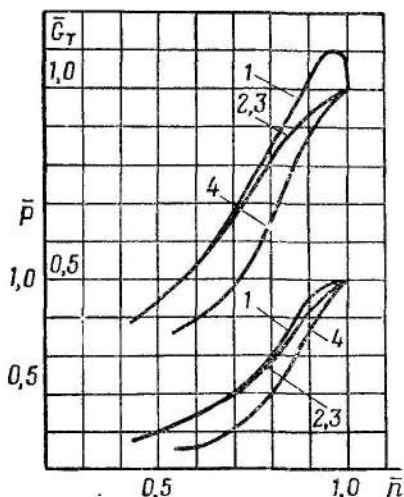


Рис. 148. Зависимость тяги и расхода топлива от оборотов турбокомпрессора ТРД на неустановившихся режимах

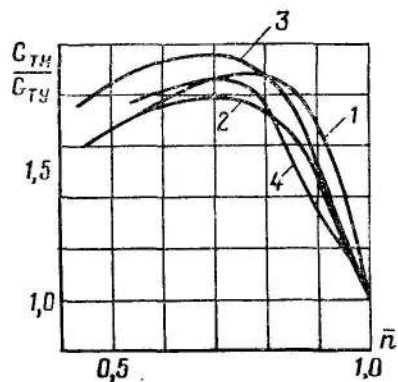


Рис. 149. Зависимость относительного расхода топлива от относительных оборотов турбокомпрессора ТРД

Анализ результатов расчетов характеристики ТРД на режимах разгона при двух различных программах регулирования показывает, что экономичность ТРД при первой программе хуже экономичности ТРД при второй программе. Это вызвано главным образом резким возрастанием расхода топлива на режимах 90—95% от максимальных оборотов в первом случае.

Изменение тяги по оборотам для обеих программ регулирования приблизительно одинаково, а по времени более благоприятно при второй программе регулирования.

На рис. 146 показано изменение температуры газов перед турбиной по оборотам ТК для приведенных программ регулирования ТРД. Из рисунка видно, что при первой программе регулирования в широком диапазоне оборотов ТК температура газов перед турбиной выше температуры, соответствующей максимальному установившемуся режиму. Это отрицательно сказывается на надежности работы двигателя. Таким образом, первая программа регулирования явно неприемлема.

Более целесообразной является вторая программа регулирования.

ния. Однако и она приводит к заметному ухудшению экономичности ТРД на режиме разгона. Вопрос об экономичности ТРД в полете на неустановившихся режимах должен решаться с учетом характеристик самолета.

Кроме выбора программ регулирования, на характеристики ТРД при неустановившихся режимах работы оказывает существенное влияние и выбор основных параметров двигателя (степени сжатия воздуха в компрессоре; температуры газов перед турбиной; к. п. д. элементов двигателя; величины расхода воздуха), а также и другие факторы (скорость и высота полета; тип характеристик компрессора, камеры сгорания, турбины и др.).

Рассмотрим влияние главных факторов.

Повышение степени сжатия воздуха в компрессоре является одним из основных методов повышения экономичности ТРД. Поэтому весьма важно установить влияние этого параметра на характеристики ТРД на неустановившихся режимах работы.

Расчеты показывают, что при увеличении степени сжатия воздуха в компрессоре протекание характеристик ТРД на неустановившихся режимах более благоприятно.

На рис. 147 представлены графики изменения тяги ТРД по времени разгона при степени сжатия воздуха в компрессоре, равной 4 и 6 (кривые 2 и 4 соответственно). Моменты инерции вращающихся масс в обоих случаях одинаковы.

Из графиков видно, что тяга достигает одного и того же значения у ТРД со степенью сжатия 6 за время на 8—10% меньшее, чем у ТРД со степенью сжатия 4. Экономичность ТРД на неустановившихся режимах с более высокой степенью сжатия воздуха в компрессоре повышается. Так, удельный расход топлива ТРД со степенью сжатия 6 в сравнительно широком диапазоне оборотов ниже примерно на 8—9% удельного расхода топлива ТРД со степенью сжатия 4 на этих же режимах.

Отношение расхода топлива на неустановившемся режиме к расходу топлива на установившемся режиме у ТРД со степенью сжатия 6 больше, чем у ТРД со степенью сжатия 4 при оборотах 90% от максимальных и меньших.

Одной из причин такого протекания характеристик ТРД на неустановившихся режимах работы при увеличении степени сжатия воздуха в компрессоре является более резкое падение температуры газов перед турбиной у ТРД с большими степенями сжатия на установившихся режимах (рис. 150). В результате этого создаются большие избыточные мощности турбины, главным образом в области малых и средних оборотов турбокомпрессора. Уменьшение удельных расходов топлива обусловлено сравнительно высокими значениями степени сжатия воздуха в компрессоре во всем диапазоне оборотов.

В данном случае рассмотрены характеристики ТРД при отсутствии специальных методов регулирования компрессора (перепуск воздуха из ступеней, поворотные направляющие аппараты), что для

степеней сжатия воздуха в компрессоре, равных 4 и 6, можно считать допустимым. При дальнейшем увеличении степени сжатия потребуются специальные методы регулирования компрессора. В связи с этим характеристики ТРД на неустановившихся режимах могут существенно измениться.

Повышение температуры газов перед турбиной ТРД, как это следует из рис. 147—149, приводит к улучшению протекания характеристик ТРД на неустановившихся режимах. Тяга двигателя по времени нарастает значительно быстрее (кривые 3).

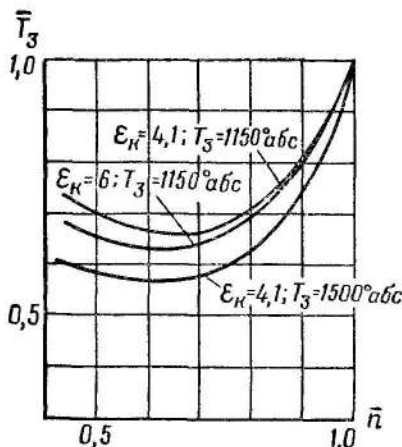


Рис. 150. Изменение относительной температуры газов перед турбиной от оборотов турбокомпрессора ТРД на установившихся режимах

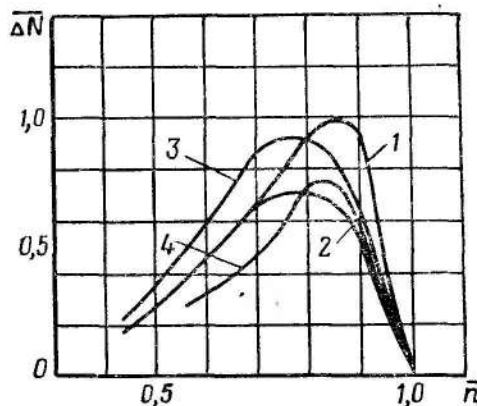


Рис. 151. Изменение избыточной мощности турбины от оборотов турбокомпрессора ТРД

Время разгона до максимальных оборотов уменьшается. Удельный расход топлива повышается. Увеличивается также отношение расхода топлива на неустановившихся режимах к расходу топлива на установившихся режимах при одинаковом значении числа оборотов ТК.

Такое протекание характеристик ТРД при увеличении температуры газов перед турбиной обусловлено в первую очередь характером изменения температуры газов перед турбиной ТРД на установившихся режимах по оборотам. Из рис. 150 ясно, что кривая относительной температуры газов перед турбиной значительно круче падает при уменьшении оборотов у ТРД с более высокой температурой газов перед турбиной на максимальном режиме. Следовательно, имеется возможность значительного повышения температуры газов на малых и средних оборотах, т. е. получения больших величин разности температур газов перед турбиной на неустановившихся и установившихся режимах. В связи с этим избыточная мощность во всем диапазоне оборотов турбокомпрессора у ТРД с $T_3 = 1500^\circ$ абс. примерно на 25—30% больше, чем у ТРД, у ко-

того температура газов перед турбиной равна 1150° абс. (рис. 151). Большие удельные расходы топлива обусловлены высокими температурами газа перед турбиной при несколько больших степенях сжатия воздуха в компрессоре.

Расход воздуха. Избыточная мощность турбины на неустановившихся режимах работы ТРД прямо пропорциональна абсолютному значению расхода воздуха

$$\Delta N = (L_t a - L_k) G_v, \quad (53)$$

где ΔN — избыточная мощность турбины;

$L_t a - L_k$ — разность работ турбины и компрессора;

G_v — расход воздуха при неустановившемся режиме;

a — отношение расхода газа к расходу воздуха.

Из этой формулы следует, что чем больше расход воздуха, тем больше избыточная мощность, а следовательно, меньше время разгона. Значит, изменение тяги по времени в случае больших расходов воздуха более благоприятно.

Кроме расчетного значения расхода воздуха, существенное влияние на характеристики ТРД на неустановившихся режимах оказывает закон изменения расхода воздуха при изменении оборотов турбокомпрессора. При более пологой кривой изменения расхода воздуха разгон двигателя улучшается. Это обусловлено увеличением избыточной мощности на малых и средних оборотах вследствие большего расхода воздуха при неизменном значении $(L_t a - L_k)$ на заданных оборотах.

Увеличение расхода воздуха может быть достигнуто за счет увеличения диаметра двигателя или за счет увеличения производительности компрессора на 1 м^2 площади и пропускной способности турбины.

В первом случае увеличится момент инерции вращающихся масс, поэтому характеристики ТРД на неустановившихся режимах будут определяться не только расходом воздуха, но и моментом инерции.

Во втором случае момент инерции вращающихся масс даже несколько уменьшится, поэтому характеристики ТРД на неустановившихся режимах будут более благоприятными.

Следовательно, анализируя влияние расхода воздуха на характеристики ТРД на неустановившихся режимах, используют не абсолютное значение расхода воздуха, а производительность компрессора, т. е. расход воздуха на 1 м^2 ометаемой площади компрессора.

С увеличением скорости полета линия совместной работы турбины и компрессора при установившихся режимах на средних и малых приведенных оборотах сдвигается вправо от границы помпажа. Расход воздуха через двигатель с увеличением скорости полета возрастает. В связи с указанным перемещением линии совместной работы турбины и компрессора на установившихся режимах и увеличением расхода воздуха при росте скорости полета характеристики ТРД на неустановившихся режимах улучшаются. Тяга по времени нарастает более интенсивно. Время разгона двигателя уменьшается.

При увеличении высоты полета расход воздуха через двигатель уменьшается, а точка совместной работы турбины и компрессора приближается к границе помпажа. В связи с этим характеристики ТРД на неустановившихся режимах ухудшаются. Такое влияние высоты полета было бы при условии, если бы обороты малого газа оставались неизменными. В действительности же обороты малого газа с увеличением высоты полета возрастают. Поэтому время разгона двигателя на высоте может быть лишь несколько большим, а иногда и таким же, как в земных статических условиях.

Анализируя влияние степени сжатия воздуха в компрессоре, температуры газов перед турбиной и расхода воздуха на характеристики ТРД при неустановившихся режимах работы, мы считали, что момент инерции вращающихся масс турбокомпрессора остается постоянной величиной. В действительности же с увеличением степени сжатия момент инерции возрастает из-за увеличения числа ступеней компрессора и турбины. Если температура газов перед турбиной увеличивается без охлаждения лопаток, момент инерции не должен существенно измениться, а при охлаждении лопаток возможно его увеличение. С увеличением диаметра двигателя момент инерции возрастает. Влияние момента инерции в каждом конкретном случае учитывается по формуле разгона.

На характеристики ТРД при неустановившихся режимах влияет также изменение к. п. д. элементов двигателя (компрессора, камеры сгорания и турбины) в процессе разгона турбокомпрессора. Абсолютные значения к. п. д. элементов ТРД на установившихся режимах практически не влияют на разгон. Объясняется это тем, что на установившихся режимах эффективные работы турбины и компрессора независимо от значений их к. п. д. будут равны.

При переходе к неустановившимся режимам (из точки 1 в точку 2 на рис. 141) к. п. д. элементов ТРД изменяются, однако их влияние на разгон сравнительно невелико. Значительно больше разгон ТРД зависит от типа компрессора и особенностей его характеристик.

Так, при пологом протекании характеристик компрессора степень сжатия воздуха в компрессоре на неустановившихся режимах его работы практически не изменяется по сравнению с установившимися режимами, а расход воздуха заметно уменьшается. Это приводит к ухудшению разгона ТРД, так как избыточная мощность турбины уменьшается пропорционально уменьшению расхода воздуха см. формулу (53). Если кривые напорных характеристик компрессора имеют более крутой вид, на неустановившихся режимах ТРД работа компрессора возрастает вследствие увеличения степени сжатия, а расход воздуха почти не уменьшается. Характеристики ТРД на неустановившихся режимах улучшаются. Время разгона уменьшается.

На разгон ТРД оказывает также влияние абсолютное значение числа оборотов турбокомпрессора, с которого начинается разгон. Чем больше число оборотов, тем больше должна быть избыточная мощность для увеличения оборотов на одну и ту же величину.

Если начальные обороты разгона ТРД увеличить и сохранить постоянными конечные, то мощность, потребная на разгон, уменьшается. Отсюда видно, что с развитием авиационных двигателей следует ожидать улучшения этих характеристик. Однако и сейчас их можно совершенствовать путем правильного выбора программ регулирования на неустановившихся режимах.

При отсутствии характеристик компрессора и турбин, например для вновь проектируемого ТРД, характеристики его на неустановившихся режимах могут быть рассчитаны приближенно. При этом делаются следующие основные допущения.

Величина $B = \frac{G \sqrt{T_3}}{P_3}$, пропорциональная приведенному расходу газа через турбину, постоянна и одинакова для установившихся и неустановившихся режимов работы ТРД (при неизменной площади реактивного сопла). Температура газов перед турбиной на неустановившихся режимах работы постоянна и равна максимально допустимой температуре газов перед турбиной на установившихся режимах. Считается, что все величины на установившихся режимах работы известны. Характеристики компрессора в зависимости от его типа и степени сжатия изображаются в виде горизонтальных или вертикальных прямых.

Используя эти допущения, вычисляем необходимые данные для определения избыточной мощности на различных оборотах ТК, тягу и расход топлива при неустановившихся режимах работы и время разгона двигателя. Вычисления производим в такой последовательности. Задавшись типом характеристики компрессора, например в виде горизонтальных прямых, определяем расход воздуха на неустановившихся режимах по формуле

$$G_n = G_y \sqrt{\frac{T_{3y}}{T_{3n}}},$$

где индекс n характеризует параметры на неустановившихся режимах работы ТРД; y — на установившихся режимах.

Давление воздуха за компрессором на неустановившихся и установившихся режимах работы в соответствии с принятой характеристикой компрессора одинаково. Температура газов перед турбиной постоянна и равна максимально допустимой. Таким образом можно определить работу турбины и компрессора на неустановившихся режимах, их разность и избыточную мощность по оборотам.

При вычислении работы турбины на неустановившихся режимах считается, что отношение эффективной работы турбины к адиабатической работе расширения в турбине и реактивном сопле одинаково для обоих режимов на соответствующих оборотах турбокомпрессора.

Выполнив расчеты, строим графики зависимости избыточной мощности, тяги и расхода топлива по оборотам и величины, обратной угловому ускорению в функции оборотов, а затем вычисляем время разгона двигателя, после чего строим кривые зависимости тяги, оборотов и расхода топлива от времени разгона.

Если характеристики компрессора заданы в виде вертикальных прямых, то расходы воздуха на неустановившихся и установившихся режимах работы равны ($G_{в.н} = G_{в.у}$). Давление воздуха за компрессором на неустановившихся режимах определяется по формуле

$$p_{2н} = p_{2у} \sqrt{\frac{T_{3н}}{T_{3у}}}.$$

Далее расчет ведется, как и для предыдущего случая.

Для ориентировочных подсчетов времени разгона ТК ТРД можно использовать формулу

$$t = kI \frac{n_{\text{мвкс}}^2 - n_{\text{м.г}}^2}{G_{\text{в. мвкс}}}, \quad (54)$$

где I — момент инерции вращающихся масс ТРД [кгмсек²];
 $n_{\text{мвкс}}$ — максимальные обороты ТК [об/сек];
 $n_{\text{м.г}}$ — обороты малого газа [об/сек];
 $G_{\text{в. мвкс}}$ — расход воздуха на максимальном установившемся режиме работы ТРД [кг/сек];
 k — постоянный коэффициент, равный 0,022—0,028.

Формула (54) выведена в предположении, что избыточная мощность в процессе разгона постоянна и равна средней величине.

В заключение следует отметить, что знание характеристик двигателей на неустановившихся режимах работы дает возможность точнее рассчитать полет в строю, взлет и разгон самолетов, уход на второй круг и другие элементы полета.



Профессор, доктор технических наук
инженер-полковник П. К. КАЗАНДЖАН

ТУРБОВИНТОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Газотурбинный двигатель, турбина которого развивает большую мощность, чем требуется для вращения компрессора, и передает эту избыточную мощность на воздушный винт, называется турбовинтовым двигателем (ТВД).

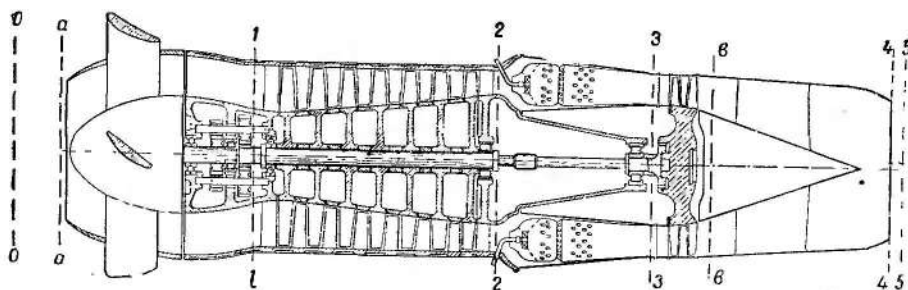


Рис. 152. Принципиальная схема ТВД

Принципиальная схема турбовинтового двигателя изображена на рис. 152. Из рисунка видно, что ТВД состоит из тех же узлов и агрегатов, что и ТРД, но, кроме того, он снабжен воздушным винтом, вал которого соединяется с валом компрессора посредством редуктора. Необходимость применения редуктора вызвана тем, что ротор двигателя развивает значительно большее число оборотов, чем это необходимо воздушному винту. Передаточное отношение от вала компрессора к валу винта в существующих схемах ТВД доходит до 1 : 14.

Другая особенность ТВД по сравнению с ТРД состоит в наличии у ТВД многоступенчатой турбины. При одинаковых степенях сжатия и подогрева воздуха в ТРД и ТВД число ступеней турбины ТВД всегда делают большим, чем число ступеней турбины ТРД. Это объясняется тем, что работа турбины, а следовательно, и степень расширения газа в турбине ТВД при этих условиях всегда больше, чем в турбине турбореактивного двигателя. В современных

схемах ТВД число ступеней турбины доходит до шести и обычно не бывает меньше двух.

Создание надежно работающей многоступенчатой турбины с высоким к. п. д., редуктора с большим передаточным отношением и воздушного винта составляет основные трудности на пути широкого внедрения в авиацию турбовинтовых двигателей.

С точки зрения трансформации энергии основное отличие ТРД от ТВД состоит в том, что у ТРД тяга создается только за счет реакции газовой струи, проходящей через двигатель, а у ТВД в основном при помощи винта и частично за счет реакции газовой струи.

Создание тяги за счет реакции газовой струи происходит более эффективно на больших скоростях полета, а при помощи винта — на малых и средних скоростях полета. Поэтому области применения этих двух типов двигателей в зависимости от скорости полета

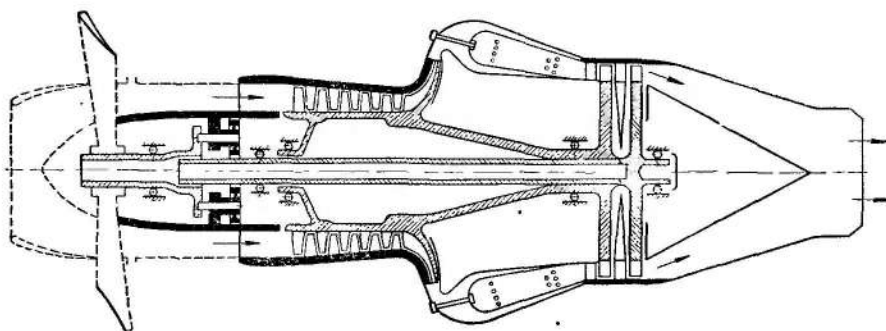


Рис. 153. Схема ТВД с раздельными турбинами

несколько различаются. ТРД обладает преимуществами при полете с большими скоростями, а ТВД — при взлете и полете на малых и средних скоростях.

Заметим, что на практике встречаются и другие схемы ТВД. В схеме, изображенной на рис. 152, турбина приводит во вращение компрессор и винт (через редуктор); на рис. 153 компрессор и винт приводятся во вращение с помощью различных турбин. Преимущество последней схемы состоит в том, что здесь облегчается процесс запуска и улучшается приемистость двигателя. Это объясняется тем, что при запуске и на переходных режимах энергия газа тратится в основном на вращение первой турбины и поэтому компрессор разгоняется быстрее, что способствует улучшению приемистости двигателя.

Разновидностью турбовинтового двигателя является двухконтурный двигатель, в котором избыточная мощность газовой турбины передается не на винт, а на вентилятор, заключенный в кольцевой капот (рис. 154). Как видно из рисунка, внутренний контур такого двигателя выполнен наподобие проточной части ТВД или

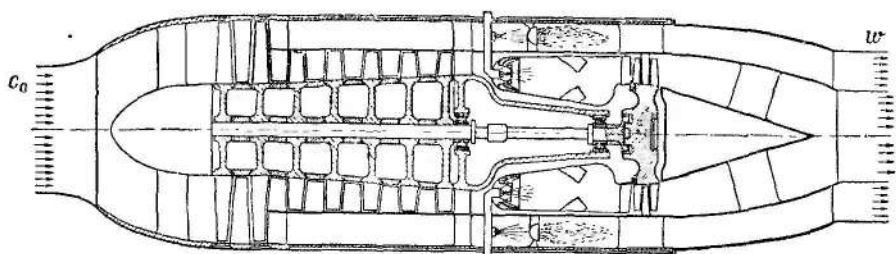


Рис. 154. Схема двухконтурного ВРД

ТРД, а наружный контур, в котором расположен вентилятор, образует кольцевой туннель, охватывающий внутренний контур.

Вращение вентилятора, так же как и винта, может осуществляться или той же турбиной, которая служит для вращения компрессора первого (центрального) контура, или же самостоятельной турбиной, расположенной за турбиной компрессора

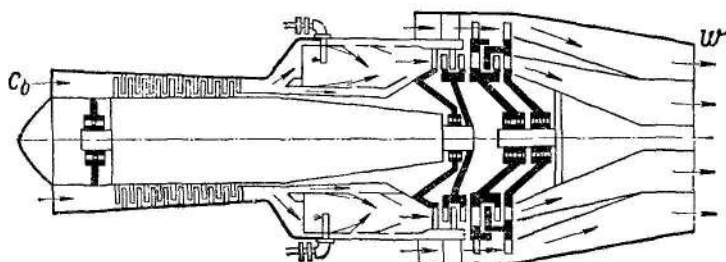


Рис. 155. Двухконтурный ВРД с вентилятором второго контура над турбиной

(рис. 155). Конструктивная схема двухконтурного ВРД впервые была разработана советским инженером А. М. Люлька в 1937 году (рис. 156).

Широкого применения двухконтурные ВРД пока не нашли. Следует отметить, однако, что при туннельном расположении вентилятора сохраняет высокое значение к. п. д. до очень больших

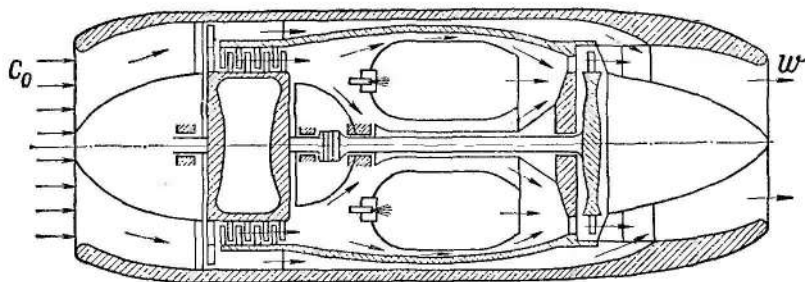


Рис. 156. Схема двухконтурного ВРД А. М. Люлька

скоростей полета. При необходимости можно осуществлять форсирование двигателя путем сжигания топлива в наружном контуре. Все эти преимущества открывают возможность использования двухконтурных ВРД для сверхзвуковых скоростей полета.

Рабочий процесс ТВД в значительной степени напоминает рабочий процесс ТРД.

Скоростной напор набегающего на двигатель воздушного потока преобразуется в давление за счет торможения воздушной струи на входе в двигатель. Основное сжатие воздуха в ТВД так же, как и в ТРД, осуществляется посредством компрессора, так как степень сжатия воздуха, получаемая за счет использования скоростного напора, незначительна и практически не превосходит 1,2—1,3.

Для сжатия воздуха в турбовинтовых двигателях применяют преимущественно осевые компрессоры. Воздух из компрессора поступает в камеру сгорания, где ему сообщается тепло, полученное при сжигании топлива. Процесс сжигания топлива в ТВД происходит так же, как и в ТРД, при постоянном или незначительно уменьшающемся давлении в камере сгорания.

На выходе из камеры сгорания газовый поток обладает высокой потенциальной энергией благодаря сжатию воздуха в компрессоре, скоростному напору и подводу тепла к камере. Весь этот газовый поток направляется в турбину. Расширяясь в турбине, газы производят работу, которая затем передается компрессору, находящемуся на одном валу с турбиной, и воздушному винту. В турбовинтовых двигателях, в отличие от турбореактивных, расширение газа почти полностью осуществляется в турбине. Поэтому давление газа за турбиной может оказаться равным или незначительно большим атмосферного. Часто для увеличения располагаемой энергии газа в турбине, а следовательно, и увеличения мощности, передаваемой на винт, давление газа за турбиной даже несколько уменьшают (на 10—12% по сравнению с давлением окружающего воздуха).

В этом случае реактивное сопло выполняет уже роль диффузора, в котором газы, выходящие из турбины, за счет использования их кинетической энергии сжимаются до атмосферного давления. Кроме того, увеличение теплореперпада в турбине приводит к уменьшению высоты лопаток последней ступени турбины.

На рис. 157 изображен термодинамический цикл турбовинтового двигателя в координатах $p-v$. Линия $0-2$ изображает процесс сжатия воздуха в диффузоре и в компрессоре; линия $2-3$ — процесс подвода тепла в камере сгорания; линии $3-b$ и $b-4$ соответствуют процессу расширения газа в турбине и реактивном сопле.

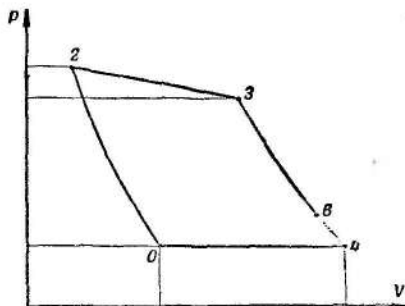


Рис. 157. Диаграмма рабочего процесса ТВД в координатах $p-v$

Если составить уравнение движения газового потока, проходящего через ТВД, подобно тому, как это было сделано для ТРД, получим

$$L_e + \frac{c_4^2 - c_0^2}{2g} = L_{\text{ц}}, \quad (55)$$

где L_e — работа, передаваемая на воздушный винт;

$L_{\text{ц}}$ — работа действительного цикла ТВД;

c_4 — скорость истечения газа из реактивного сопла.

Из формулы (55) следует, что в турбовинтовых двигателях в отличие от ТРД работа цикла расходуется не только на приращение кинетической энергии струи газа, проходящего через двигатель, но и на получение эффективной работы на валу двигателя.

Очевидно, что при одной и той же работе цикла $L_{\text{ц}}$ и скорости полета c_0 можно получить различные L_e и c_4 , т. е. различное распределение работы цикла между винтом и скоростной энергией газа, вытекающего из реактивного сопла. В частности, при $c_4 = c_0$ $L_{\text{ц}} = L_e$, т. е. работа, производимая реактивной силой, равна нулю, и работа цикла $L_{\text{ц}}$ тратится только на получение работы на валу винта.

Когда же $L_e = 0$, $L_{\text{ц}} = \frac{c_4^2 - c_0^2}{2g}$, а это определяет турбореактивный двигатель.

Действительный член Академии наук СССР Б. С. Стечкин в 1945 году определил, что каждому режиму полета соответствует оптимальное распределение работы цикла между винтом и скоростной энергией газа, вытекающего из реактивного сопла. Из предложенной им формулы

$$c_4 = \frac{c_0}{\eta_{\text{в}}} \quad (56)$$

видно, что чем больше скорость полета и меньше к. п. д. $\eta_{\text{в}}$, тем больше должна быть скорость истечения газа из реактивного сопла c_4 , а следовательно, и работа реактивной тяги, и тем меньше работа, передаваемая на винт. Иначе говоря, чем меньше скорость полета и больше к. п. д. винта, тем больше надо загрузить винт и меньше оставить работы цикла на долю реакции, и наоборот.

Остановимся теперь на определении суммарной тяговой работы и суммарной мощности винта и реактивной тяги.

Избыточная работа турбины L_e (сверх потребной работы компрессора), как мы уже установили, передается на воздушный винт через редуктор. Учитывая механический к. п. д. редуктора $\eta_m = 0,97 \div 0,98$, получим работу $L_{\text{в}}$, переданную на винт (работу на валу винта):

$$L_{\text{в}} = L_e \eta_m \quad (57)$$

Тяговая работа винта равна произведению работы на валу винта на к. п. д. винта, т. е.

$$L_{\text{т. в}} = L_{\text{в}} \eta_{\text{в}} \quad (58)$$

Что же касается тяговой работы от реактивной тяги, то она, как и в случае ТРД, определится формулой

$$L_{т.р} = c_0 P_{уд} = c_0 \frac{c_4 - c_0}{g}. \quad (59)$$

Суммарная тяговая работа ТВД будет равна

$$L_{т} = L_{т.в} + L_{т.р} \quad (60)$$

или

$$L_{т} = L_{в} \gamma_{ив} + c_0 \frac{c_4 - c_0}{g}. \quad (61)$$

Перейдем к определению суммарной мощности винта и реактивной тяги.

При определении тяговой работы винта работу на валу винта $L_{в}$ следует умножить на к. п. д. винта, а чтобы получить работу на валу винта, тяговую работу надо разделить на к. п. д. винта.

Эту работу обычно называют эквивалентной работой и обозначают буквой $L_{экр}$. Очевидно, что эквивалентную работу можно определить по формуле

$$L_{экр} = L_{в} + \frac{c_0 (c_4 - c_0)}{g \gamma_{ив}}, \quad (62)$$

а соответствующую ей эквивалентную мощность — по формуле

$$N_{экр} = \frac{L_{экр} G}{75} = \frac{G}{75} \left[L_{в} + \frac{c_0 (c_4 - c_0)}{g \gamma_{ив}} \right]. \quad (63)$$

Необходимо заметить, что слово «эквивалентная» относится в основном ко второму члену правой части формулы (63). Действительно, если мощность реактивной тяги равна $\frac{G}{g} \frac{c_0 (c_4 - c_0)}{g}$, то эквивалентная ей мощность на валу винта должна равняться

$$\frac{G}{g} \frac{c_0 (c_4 - c_0)}{g \gamma_{ив}}.$$

Эквивалентную мощность можно определить по формуле (63) при любой скорости полета, кроме $c_0 = 0$, так как при этом к. п. д. винта также равен нулю и получается неопределенность.

При работе двигателя на месте мощность на валу винта и тяга винта, а также реактивная тяга не равны нулю. Однако мощность поступательного движения при этом равна нулю, ибо нет движения.

В турбовинтовых двигателях, как уже было сказано, тяга в основном создается воздушным винтом. Поэтому большой интерес представляет определение мощности винта при работе двигателя на месте. Но, кроме того, имеется и некоторая реактивная тяга, которую также необходимо оценить, причем упомянутые величины необходимо оценить не только в отдельности, но и суммарно.

Для определения суммарной эквивалентной мощности двигателя при его работе на месте поступают так: замеряют мощность у втулки винта N'_e и реактивную тягу P'_p . Мощность винта можно замерить тензометром или гидротормозом, соединенным с валом винта (при снятии винта), а реактивную тягу, — замерив расход

воздуха через двигатель G' и скорость истечения газа из реактивного сопла c_4' . Тогда

$$P_p = \frac{G'}{g} c_4'.$$

Принято считать, что при работе винтового двигателя на месте 1 л. с. приближенно эквивалентна 1,1 кг тяги. На этом основании суммарную эквивалентную мощность двигателя $N'_{\text{экр}}$ при работе его на стенде находят из соотношения

$$N'_{\text{экр}} = N'_B + 0,9P_p, \quad (64)$$

а эквивалентную работу по формуле

$$L_{\text{экр}} = L'_B + \frac{0,9 \cdot 75}{g} c_4'. \quad (65)$$

Не следует думать, что в формуле (64) не соблюдена размерность. Размерность при переводе тяги в мощность учитывается коэффициентом 0,9. Так, например, если при испытании двигателя замерены $N'_B = 5000$ л. с. и $P_p = 500$ кг, то эквивалентная мощность двигателя равна

$$N'_{\text{экр}} = 5000 + 0,9 \cdot 500 = 5450 \text{ л. с.}$$

Кроме эквивалентных мощности и работы, нас будет интересовать также удельный расход топлива. Под удельным расходом топлива обычно понимают отношение часового расхода топлива к эквивалентной мощности

$$C_e = \frac{G_{\text{т. час}}}{N_{\text{экр}}}, \quad (66)$$

где $G_{\text{т. час}}$ — часовой расход топлива.

Для современных ТВД удельный расход топлива при работе на номинальном режиме на месте при стандартных атмосферных условиях равняется примерно 0,26—0,30 кг/л. с. час. Снижение удельного расхода топлива, т. е. улучшение экономичности ТВД, — одна из основных задач, стоящих перед конструкторами.

Улучшения экономичности ТВД можно добиться в основном путем увеличения степени сжатия и степени подогрева воздуха, улучшения гидравлики проточной части двигателя. Кроме того, экономичность турбовинтового двигателя можно улучшить, если использовать тепло отходящих газов.

Улучшение экономичности и создание надежно работающего турбовинтового двигателя позволяют применить этот тип двигателя для транспортных самолетов дальнего действия.

Следует иметь в виду, что удельный расход топлива ТВД с увеличением скорости и высоты полета заметно падает, поэтому турбовинтовой двигатель по сравнению с поршневым обладает преимуществами не только в отношении веса и габаритов, но и экономичности.

Профессор, доктор технических наук
инженер-полковник П. К. КАЗАНДЖАН

ЗАВИСИМОСТЬ РАБОТЫ И УДЕЛЬНОГО РАСХОДА ТОПЛИВА ТВД ОТ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ И ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗА ПЕРЕД ТУРБИНОЙ

Определим, какие термодинамические параметры (степень сжатия и температура газа) следует избрать при проектировании турбовинтового двигателя, и выясним, как эти основные параметры влияют на характеристики ТВД.

От степени сжатия воздуха и температуры газа перед турбиной зависят вес, габариты и экономичность двигателя. Чтобы улучшить основные данные ТВД, необходимо повысить работу, снимаемую с 1 кг воздуха, прошедшего через двигатель, и понизить удельный расход топлива. Увеличение работы и снижение удельного расхода топлива позволяют увеличить скорость и дальность полета самолета.

Работа, приходящаяся на 1 кг воздуха (эквивалентная работа) и удельный расход топлива определяются по следующим элементарным формулам [см. формулы (62) и (66)]:

$$L_{\text{экр}} = L_{\text{в}} + \frac{c_0 (c_4 - c_0)}{g \eta_{\text{в}}},$$

$$C_e = \frac{G_{\text{т. чяс}}}{N_{\text{экр}}} = \frac{3600 G_{\text{т}}}{L_{\text{экр}} G} 75.$$

Можно показать, что работа $L_{\text{экр}}$ и удельный расход топлива зависят от степени сжатия воздуха, температуры газа перед турбиной, а также от коэффициентов полезного действия процессов сжатия и расширения $\eta_{\text{с}}$ и $\eta_{\text{р}}$, т. е. $L_{\text{экр}}$ и C_e являются функциями упомянутых параметров ϵ , T_3 , $\eta_{\text{с}}$, $\eta_{\text{р}}$. Математически такую функциональную зависимость можно представить в следующем виде:

$$L_{\text{экр}} = f(\epsilon, T_3, \eta_{\text{с}}, \eta_{\text{р}}),$$

$$C_e = \varphi(\epsilon, T_3, \eta_{\text{с}}, \eta_{\text{р}}),$$

где коэффициенты полезного действия $\eta_{\text{с}}$ и $\eta_{\text{р}}$, как и при расчетах ТРД, учитывают гидравлические потери в двигателе.

Кроме этих параметров, работа и удельный расход топлива зависят от скорости и высоты полета. Для простоты будем считать скорость и высоту полета постоянными.

Определим зависимость работы и удельного расхода топлива от каждого из указанных параметров в отдельности. Подобный анализ позволит выяснить, в какой мере выбор тех или иных исходных величин влияет на основные данные ТВД.

Влияние степени сжатия воздуха $\varepsilon = \frac{p_2}{p_0}$ на работу $L_{\text{экр}}$ при постоянных значениях T_3 , η_c , η_p , т. е. будем считать, что с изменением степени сжатия воздуха гидравлика проточной части двигателя не изменяется и температура газа перед турбиной остается

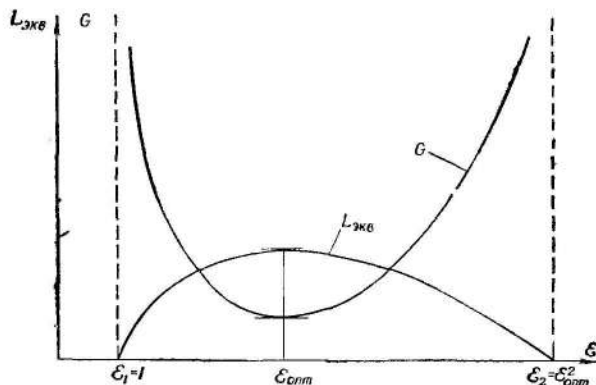


Рис. 158. График зависимости эквивалентной работы и расхода воздуха от степени сжатия при постоянных температуре, η_p и η_c

постоянной. Конечно, эти условия вполне могут быть осуществлены. Используя приведенные формулы, можно графически представить зависимость эквивалентной работы от степени сжатия. На рис. 158 показан примерный характер изменения эквивалентной работы в зависимости от степени сжатия при постоянной температуре газа перед турбиной и постоянных значениях η_c и η_p .

Если степень сжатия воздуха равна единице $\varepsilon_1 = 1$, то работа ТВД равняется нулю. По мере увеличения степени сжатия работа сначала возрастает, а затем, достигнув максимального значения, начинает уменьшаться и доходит до нуля. Степень сжатия, при которой эквивалентная работа $L_{\text{экр}}$ достигает максимального значения, называется оптимальной и обозначается буквой $\varepsilon_{\text{опт}}$. Буквой ε_2 обозначим степень сжатия воздуха, при которой работа вторично обращается в нуль. Зависимость работы от степени сжатия, изображенную на рис. 158, объясним с точки зрения физики явления.

Когда $\varepsilon_1 = 1$, работа равна нулю (см. рис. 158), так как при $\varepsilon_1 = \frac{p_2}{p_0} = 1$, $p_2 = p_0$, т. е. сжатия нет. С увеличением степени

сжатия температура воздуха за компрессором возрастает. При очень больших степенях сжатия температура воздуха настолько увеличивается, что может дойти до допустимой температуры газа перед турбиной. В этих случаях в двигатель нельзя больше вводить тепла и поэтому работа обращается в нуль.

Напомним, что аналогичное положение мы имели, рассматривая ТРД. Очевидно, что наименьший расход воздуха через ТВД при заданной мощности можно получить в том случае, когда степень сжатия будет оптимальной ($L_{э\text{кв}}$ достигнет своего максимума). Действительно, так как эквивалентная мощность

$$N_{э\text{кв}} = \frac{L_{э\text{кв}} G}{75}, \quad (67)$$

то при $N_{э\text{кв}} = \text{const}$ наименьший расход воздуха будет в том двигателе, у которого работа 1 кг воздуха максимальна. Зависимость изменения расхода воздуха от степени сжатия показана на рис. 159. На этом рисунке видно, что при $\epsilon = \epsilon_1 = 1$ и при $\epsilon = \epsilon_2$ расход воздуха стремится к бесконечности. Физически это объясняется тем, что при указанных степенях сжатия работа стремится к нулю, и нужен очень большой расход воздуха, чтобы получить заданную мощность. Это положение непосредственно вытекает из формулы (67).

Поскольку площадь лба двигателя зависит от расхода воздуха, можно сделать вывод, что при оптимальной степени сжатия или, что то же самое, при максимальной $L_{э\text{кв}}$ получится минимальная площадь лба. Последний фактор является одним из основных при оценке летно-тактических качеств турбовинтового двигателя.

Но чтобы более объективно подойти к выбору степени сжатия воздуха, необходимо проследить, как зависит удельный расход топлива от степени сжатия, ибо нас интересует не только площадь лба двигателя, но и экономичность двигателя. Примерный характер изменения удельного расхода топлива по степени его сжатия показан на рис. 159. На этом же рисунке для сравнения дана за-

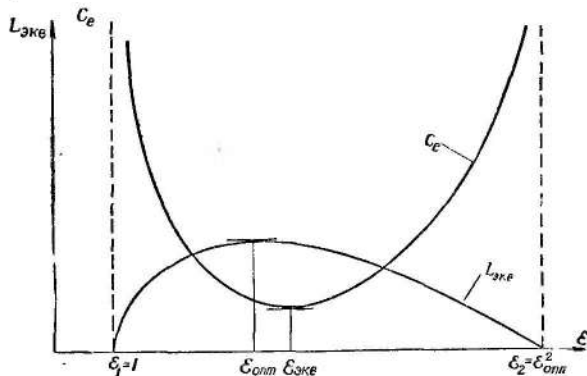


Рис. 159. График изменения удельного расхода топлива и эквивалентной работы от степени сжатия

зависимость изменения эквивалентной работы от степени сжатия. Из этой зависимости видно, что минимальный удельный расход топлива получается при степени сжатия, превышающей оптимальную, соответствующую максимальной работе. Аналогичную картину мы наблюдали и при рассмотрении турбореактивного двигателя: у него экономическая степень сжатия $\varepsilon_{эк}$ была значительно больше оптимальной $\varepsilon_{опт}$.

Влияние температуры газа перед турбиной на эквивалентную работу и удельный расход топлива. Рост температуры газа перед турбиной приводит к увеличению работоспособности 1 кг воздуха,

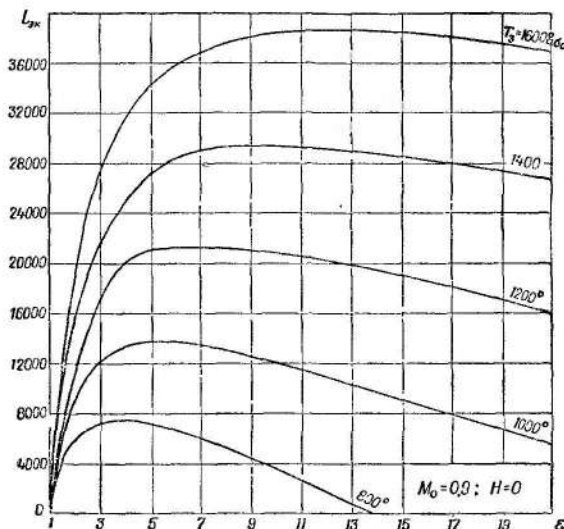


Рис. 160. График зависимости эквивалентной работы от степени сжатия при различных значениях температуры перед турбиной, $H = 0$ и $M_0 = 0$

а также к уменьшению удельного расхода топлива. С увеличением температуры газа перед турбиной при прочих равных условиях эквивалентная работа увеличивается, а удельный расход топлива падает.

Чтобы лучше представить себе, каким образом степень сжатия и температура газа перед турбиной влияют на основные показатели ТВД, рассмотрим рис. 160—165. На них даны зависимости работы и удельного расхода топлива от степени сжатия при различных температурах газа перед турбиной, скорости и высоты полета. Так, зависимости эквивалентной работы и удельного расхода топлива от степени сжатия при различных значениях температуры газа перед турбиной для случая, когда скорость (или число M_0) и высота полета равны нулю, т. е. $H = 0$ и $M_0 = 0$, изображены на графиках (рис. 160 и 161), построенных при $\eta_c = 0,85$ и

$\eta_p = 0,9$. Как видно из графиков, в ТВД в отличие от ТРД увеличение температуры газа перед турбиной (независимо от выбранного значения степени сжатия) приводит к уменьшению удельного расхода топлива, т. е. к улучшению экономичности двигателя.

Особенное улучшение экономичности ТВД наблюдается при одновременном увеличении температуры газа перед турбиной и степени сжатия воздуха в двигателе. Так, например, при $\varepsilon = 10$ и $T_3 = 1400^\circ$ абс. $C_e = 0,200$ кг. л. с. час (см. рис. 161), что намного

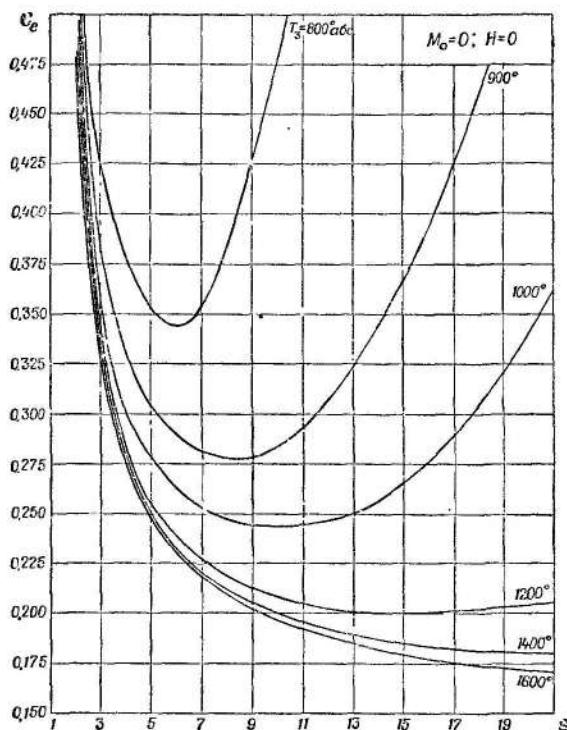


Рис. 161. График зависимости удельного расхода топлива от степени сжатия при различных значениях температуры, $H = 0$ и $M_0 = 0$

лучше, чем у современных двигателей. Кроме того, увеличение температуры газа перед турбиной приводит к заметному увеличению эквивалентной работы и, следовательно, при заданной мощности к уменьшению расхода воздуха, а также связанных с ним веса и габаритов двигателя. Так, например, с ростом T_3 от 1000° до 1600° абс. (при $\varepsilon = 10$) эквивалентная работа увеличивается от 11 000 до 38 500 кгм/кг (см. рис. 160), т. е. в 3,5 раза.

Таким образом, для ТВД, если позволяют условия прочности применяемого материала или если можно осуществить надежное охлаждение лопаток турбины, увеличение температуры газа перед

турбиной целесообразно, так как это приведет к повышению экономичности, а также к улучшению весовых и габаритных данных двигателя.

Зависимости эквивалентной работы и удельного расхода топлива от степени сжатия при различных значениях температуры газа перед турбиной для $H=0$ и $M_0=0,9$ представлены на рис. 162 и 163. Наконец, на рис. 164 и 165 изображены зависимости эквивалентной работы и удельного расхода топлива от степени сжатия при различных значениях T_3 для $H=11$ км и $M_0=0,9$.

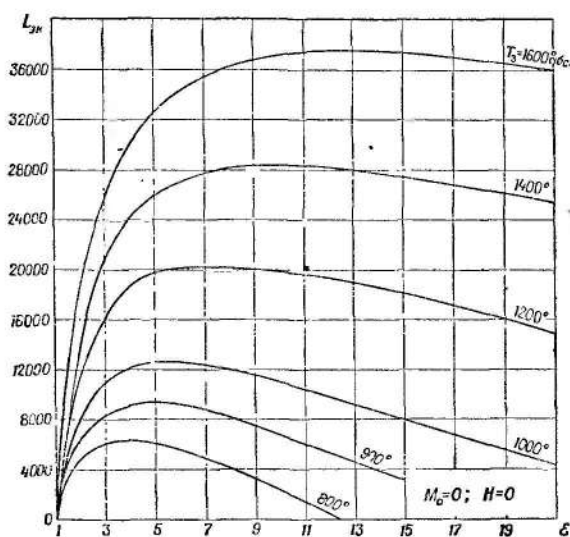


Рис. 162. График зависимости эквивалентной работы от степени сжатия при различных значениях температуры, $H=0$ и $M_0=0,9$

Сопоставление приведенных графиков позволяет оценить влияние числа M_0 и высоты полета на эквивалентную работу и удельный расход топлива.

Необходимо отметить, что, кроме повышения степени сжатия, температуры газа перед турбиной, а также к. п. д. сжатия и расширения, экономичность турбовинтового двигателя можно повысить за счет регенерации тепла.

В ТВД с регенерацией тепла выходные газы направляются в специальный теплообменник (регенератор), расположенный непосредственно за турбиной. Там они отдают часть тепла сжатому воздуху, поступающему из компрессора в камеру сгорания. Газы в свою очередь, проходя через генератор, охлаждаются. Принцип действия регенератора ничем не отличается от принципа действия обыкновенного радиатора. Так как проходящий через генератор воздух получает некоторое количество тепла от уходящих газов, то количество тепла, сообщенное воздуху в камере сгорания, соот-

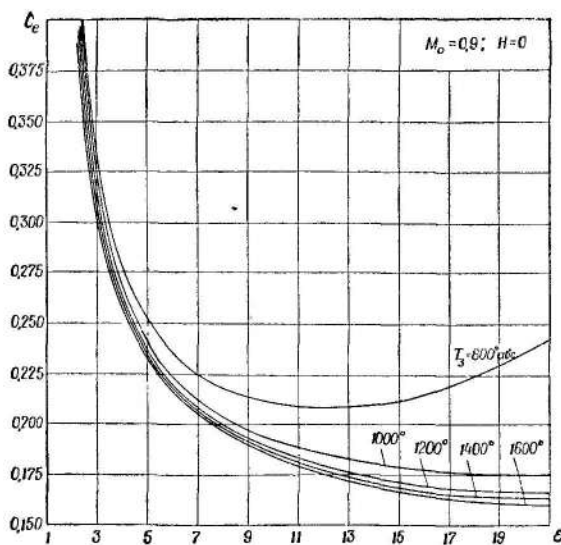


Рис. 163. График зависимости удельного расхода топлива при различных значениях температуры, $H = 0$ и $M_0 = 0,9$

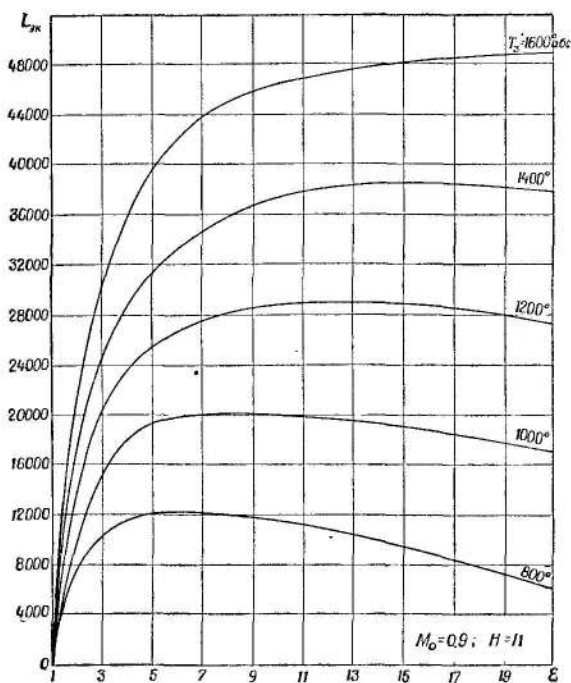


Рис. 164. График зависимости эквивалентной работы от степени сжатия при различных значениях температуры, $H = 11$ км и $M_0 = 0,9$

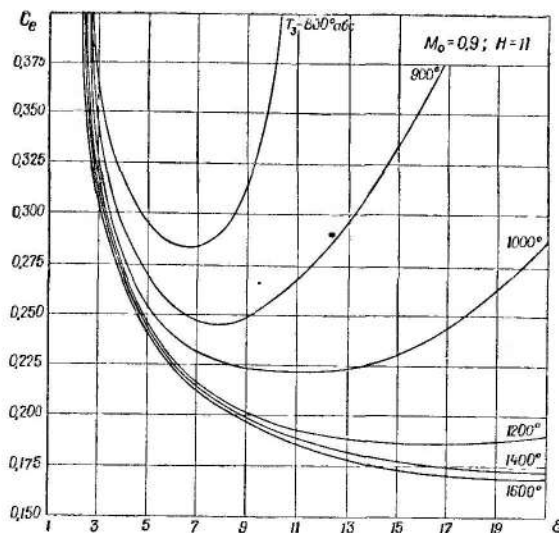


Рис. 165. График зависимости удельного расхода топлива от степени сжатия при различных значениях температуры, $H = 11$ км и $M_0 = 0,9$

ответственно уменьшается. Поэтому при рациональном выборе основных параметров это обстоятельство может привести к улучшению экономичности турбовинтового двигателя. Теория регенераторного цикла была детально разработана в трудах проф. Уварова В. В. еще в 1935 г., а позднее в трудах проф. Кулагина И. И. и других советских ученых.

При установке регенератора необходимо учитывать возрастание гидравлических сопротивлений, ибо чрезмерное падение давления в нем может свести к нулю любое увеличение к. п. д., полученное за счет регенерации. Кроме того, надо учитывать возрастание веса двигателя за счет веса регенератора.

В некоторых случаях вес регенератора может оказаться соизмеримым с весом двигателя без регенератора. Однако при изменении конструкции регенератора можно получить значительное увеличение к. п. д. турбовинтового двигателя.

Необходимо указать, что оптимальные параметры двигателя с регенератором по экономичности отличаются от оптимальных параметров двигателя без регенератора. Экономическая степень сжатия двигателя с регенератором при прочих равных условиях получается значительно меньше.

В настоящее время наибольший интерес представляет турбовинтовой двигатель без регенератора. Тактико-технические данные таких ТВД, как уже было сказано, можно значительно улучшить, применяя высокотемпературные двигатели. На это обстоятельство впервые обратил внимание еще более двадцати лет тому назад советский ученый профессор Уваров В. В.



*Профессор, доктор технических наук
инженер-полковник П. К. КАЗАНДЖАН*

ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБОВИНТОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Под характеристиками турбовинтового двигателя обычно понимают зависимости эквивалентной мощности (или мощности винта и реактивной тяги) и удельного расхода топлива от числа оборотов, скорости и высоты полета.

В соответствии с этим обычно различают три вида характеристик.

1. Характеристики ТВД по числу оборотов. Математически эту зависимость можно представить следующим образом:

$$\begin{aligned} N_{\text{экр}} &= f(n), \\ C_e &= \varphi(n). \end{aligned}$$

При этом считают, что скорость и высота полета остаются постоянными.

2. Характеристики ТВД по скорости полета (скоростные характеристики)

$$\begin{aligned} N_{\text{экр}} &= f_1(c_0), \\ C_e &= \varphi_1(c_0). \end{aligned}$$

При этом принимают, что число оборотов и высота полета не изменяются, т. е. $n = \text{const}$ и $H = \text{const}$.

Скоростные характеристики строят для различных высот и чисел оборотов.

3. Характеристики ТВД по высоте полета (высотные характеристики)

$$\begin{aligned} N_{\text{экр}} &= f_2(H), \\ C_e &= \varphi_2(H). \end{aligned}$$

Такие характеристики строят в предположении, что скорость полета и число оборотов двигателя остаются постоянными, т. е. $c_0 = \text{const}$ и $n = \text{const}$. Высотные характеристики ТВД строят для различных скоростей полета и различных чисел оборотов.

Упомянутые характеристики ТВД могут быть построены как теоретически, так и экспериментально. Наиболее правильным способом построения характеристик является экспериментальный, позволяющий точнее определить все неизвестные величины. Однако экспериментальное определение характеристик ТВД связано с большими трудностями. Так, например, для построения летных (скоростных и высотных) характеристик необходимо иметь или летающую лабораторию, на которой не так легко правильно замерить различные величины, или специально оборудованную и очень дорогостоящую высотную установку. Наконец, экспериментальные характеристики можно построить только для уже имеющегося двигателя. На практике же очень часто бывает необходимо знать характеристики проектируемого двигателя.

Теоретическим путем характеристики можно построить с наименьшей затратой сил и средств. Кроме того, такие характеристики можно построить не только для уже изготовленных, но и для вновь проектируемого двигателя. Чтобы точно построить характеристики ТВД, надо знать не только характеристики его основных элементов — турбины, компрессора и камеры сгорания, но и способ регулирования двигателя.

Следует, однако, отметить, что при построении характеристик ТВД способ регулирования имеет еще большее значение, чем при построении характеристик ТВД, так как здесь имеется дополнительный регулируемый элемент — воздушный винт. Так, например, зная характеристики компрессора и турбины ТРД и потери в камере сгорания, из условия совместной работы турбины и компрессора можно определить температуру газа перед турбиной и построить все его характеристики. В ТВД вследствие наличия винта характеристики турбины и компрессора, а также потери в камере не позволяют определить температуру газа перед турбиной. Изменением этой температуры можно задаваться в пределах допустимых норм в значительной степени произвольно.

Построение характеристик ТВД по числу оборотов

Как уже было сказано, одними из наиболее важных характеристик ТВД являются его характеристики по числу оборотов, снимаемые экспериментально. При построении таких характеристик замеряют основные параметры двигателя: число оборотов n об/мин, часовой расход топлива $G_{т. час}$ кг/час, мощность воздушного винта N_v л. с., скорость истечения газа из реактивного сопла c_4 м/сек и расход воздуха через двигатель G кг/сек. Очевидно, что от точности замера этих величин будет зависеть и точность построенных характеристик. Особенно точно следует замерять число оборотов двигателя вблизи его максимальных значений, ибо на этом участке работы двигателя 1% числа оборотов соответствует 3,5÷4% мощности.

Помимо основных параметров, замеряют также температуру газа в реактивном сопле, давление топлива, давление и температура

туру масла и другие. По замеренным величинам можно построить кривые $N_{\text{эkv}} = f(n)$ и $C_e = \varphi(n)$, причем

$$N_{\text{эkv}} = N_v + 0,9 \frac{G}{g} c_4 = N_v + 0,9P_p,$$

где

$$\frac{G}{g} c_4 = P_p \text{ и } C_e = \frac{G_{\text{т. час}}}{N_{\text{эkv}}}.$$

Здесь так же, как и при построении характеристик ТРД, замеренные величины необходимо привести к нормальным атмосферным условиям. Формулы приведения основных величин (n , G , $G_{\text{т. час}}$, P_p) для ТВД будут иметь такой же вид, как и для ТРД.

Обозначим индексом «зам» замеренные величины, а индексом «пр» приведенные. Тогда формулы приведения примут следующий вид:

число оборотов двигателя

$$n_{\text{пр}} = n_{\text{зам}} \sqrt{\frac{288}{T_{0 \text{ зам}}}},$$

расход воздуха

$$G_{\text{пр}} = G_{\text{зам}} \frac{760}{p_{0 \text{ зам}}} \sqrt{\frac{T_{0 \text{ зам}}}{288}},$$

расход топлива

$$G_{\text{т. пр}} = G_{\text{т. зам}} \frac{760}{p_{0 \text{ зам}}} \sqrt{\frac{288}{T_{0 \text{ зам}}}},$$

реактивная тяга

$$P_{\text{р. пр}} = P_{\text{р. зам}} \frac{760}{p_{0 \text{ зам}}},$$

мощность винта

$$N_{\text{в. пр}} = N_{\text{в. зам}} \frac{760}{p_{0 \text{ зам}}} \sqrt{\frac{288}{T_{0 \text{ зам}}}}^*.$$

Зная $N_{\text{в. пр}}$ и $P_{\text{р. пр}}$, можно определить приведенную эквивалентную мощность и приведенный удельный расход топлива по следующим формулам:

$$N_{\text{эkv. пр}} = N_{\text{в. пр}} + 0,9P_{\text{р. пр}},$$

$$C_e = \frac{G_{\text{т. пр}}}{N_{\text{эkv. пр}}}.$$

Типичные дроссельные характеристики ТВД изображены на рис. 166, где показано, как изменяются мощность винта, реактивная тяга и удельный расход топлива в зависимости от числа оборотов двигателя. Из этого рисунка видно, что мощность и реактивная тяга с уменьшением числа оборотов двигателя резко падают,

* Этими формулами можно пользоваться в том случае, когда момент двигателя замеряется гидротормозом, позволяющим создать условия подобных режимов работы двигателя.

а удельный расход топлива резко возрастает. Увеличение удельного расхода топлива объясняется в основном уменьшением степени сжатия воздуха, температуры газа перед турбиной и некоторым ухудшением гидравлики проточной части двигателя.

Падение мощности двигателя связано с этими же факторами и, кроме того, с уменьшением расхода воздуха через двигатель.

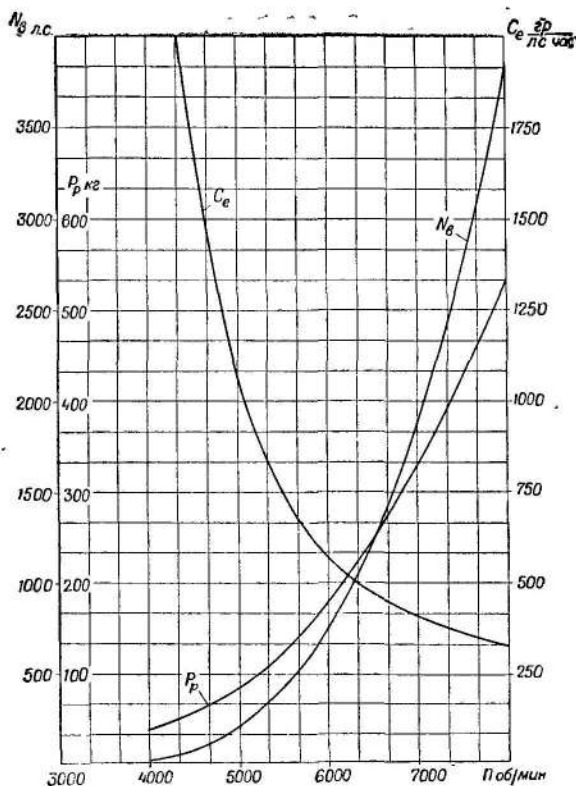


Рис. 166. Дроссельные характеристики ТВД

Объясняется это тем, что чем меньше число оборотов, тем меньше расход воздуха и, следовательно, тем меньше мощность и набор.

Построение характеристик ТВД по оборотам аналитическим способом затруднено, так как имеется еще очень мало экспериментального материала и нет установившегося мнения об оптимальном способе регулирования двигателя. При аналитическом способе построения характеристик обычно исходят из условия, что площадь проходного сечения реактивного сопла не регулируется ($f_4 = \text{const}$) и способ регулирования температуры газа перед лопатками турбины задан, т. е. известна функциональная зависимость

температуры газа перед турбиной от числа оборотов двигателя $T_3 = f(n)$. Кроме того, в диапазоне наиболее интересных для практики чисел оборотов делают допущение, так же как и для ТРД, что параметры расхода $\frac{G\sqrt{T_3}}{P_3}$ и адиабатической работы сжатия $\frac{L_{ад}}{n^2}$, а также к. п. д. η_c и η_p остаются постоянными.

На рис. 167 приведены относительные характеристики ТВД по числу оборотов, построенные аналитически.

Под относительными характеристиками понимают характеристики двигателя, построенные в относительных величинах. Так, например, под относительной эквивалентной мощностью понимают отношение эквивалентной мощности при заданных оборотах и эквивалентной мощности двигателя при его работе на максимальных оборотах, т. е.

$$\bar{N}_{э\text{кв}} = \frac{N_{э\text{кв}}}{N_{э\text{кв},0}}$$

Под относительными оборотами понимают отношение числа оборотов двигателя к максимальному числу оборотов, т. е.

$$\bar{n} = \frac{n}{n_0}$$

и т. д.,

где $N_{э\text{кв},0}$ — максимальная мощность;

n_0 — максимальное число оборотов.

Графики изменения мощностей и соответствующих удельных расходов топлива на рис. 167 построены для трех случаев регулирования температуры газа перед турбиной:

1. $T_3 = T_{3,0} = \text{const}$ — т. е. для случая, когда при изменении числа оборотов двигателя температура газа перед лопатками турбины сохраняется постоянной и равной максимальному ее значению.

2. $\frac{T_3}{T_{3,0}} = \frac{n}{n_0}$ — температура газа меняется пропорционально числу оборотов.

3. $\frac{T_3}{T_{3,0}} = \left(\frac{n}{n_0}\right)^2$ — температура газа меняется пропорционально квадрату чисел оборотов.

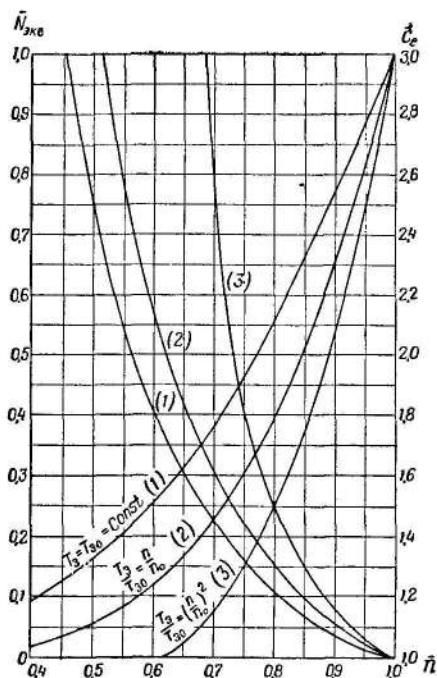


Рис. 167. Относительные дроссельные характеристики ТВД для различных способов регулирования температуры газа перед турбиной по оборотам

При рассмотрении этих зависимостей видно, что наибольшее значение мощности и наилучшее значение экономичности получаются при $T_3 = T_{3.0} = \text{const}$. Наименьшее значение мощности и наихудшее значение экономичности будут при изменении температуры газа перед сопловым аппаратом турбины пропорционально квадрату чисел оборотов. Однако приведенные зависимости не позволяют еще сделать вывода о целесообразности регулирования ТВД по оборотам при $T_3 = T_{3.0} = \text{const}$, так как в этом слу-

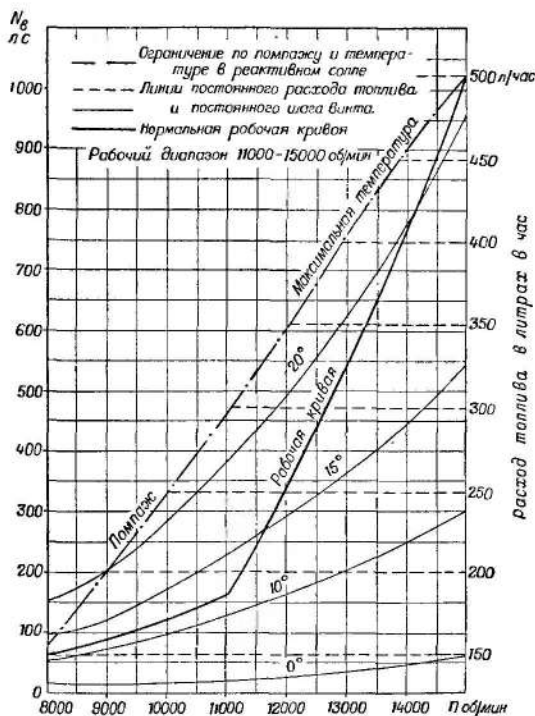


Рис. 168. Экспериментальные характеристики ТВД с винтом изменяемого шага

чае для поглощения больших мощностей следует утяжелять винт с уменьшением чисел оборотов двигателя. Это обстоятельство может привести к заметному ухудшению приемистости двигателя. Кроме того, если температуру газа сохранить постоянной и на малых оборотах, то это приведет к затруднению запуска двигателя, ибо при очень высоких температурах создается так называемое тепловое дросселирование двигателя и компрессор легко может переходить на помпажный режим работы.

На практике запуск двигателя в целях улучшения его приемистости стараются осуществлять при минимальном шаге винта. С увеличением числа оборотов двигателя шаг винта постепенно увеличивают.

Экспериментальные характеристики ТВД с винтом изменяемого шага приведены на рис. 168. На рисунке по оси ординат отложена мощность воздушного винта, а по оси абсцисс — обороты двигателя. Кроме кривой изменения мощности по оборотам, нанесены также кривые постоянных значений расхода топлива в литрах в час, постоянного угла поворота лопасти винта, а также теоретически построенная кривая мощности на валу винта при постоянном максимальном значении температуры газа перед турбиной. Как видно из этого рисунка, рабочая кривая на 11 000 об/мин имеет перелом. Объясняется это тем, что до 11 000 об/мин шаг винта не меняется и равен минимальному его значению (около 12°).

Начиная с 11 000 и до 15 000 об/мин, шаг винта постепенно увеличивается и доходит до 23°.

Летные (скоростные и высотные) характеристики ТВД

При построении летных (скоростных и высотных) характеристик ТВД аналитическим способом принимают те же основные допущения, что и при построении аналогичных характеристик ТРД. Кроме того, в качестве условия регулирования принимают, что при номинальных оборотах двигателя температура газа перед сопловым аппаратом турбины для любой скорости и высоты полета остается постоянной.

Здесь в отличие от ТРД условия постоянства температуры газа (для докритических перепадов давления в реактивном сопле) можно сохранить независимо от того, регулируется или не регулируется выходное сечение реактивного сопла, так как в известных пределах можно перераспределять работу цикла между воздушным винтом и реакцией газовой струи.

Характеристики ТВД — изменение относительной эквивалентной мощности $\bar{N}_{\text{ЭКВ}} = \frac{N_{\text{ЭКВ}}}{N_{\text{ЭКВ.0}}}$ и относительного удельного расхода топлива $\bar{C}_e = \frac{C_e}{C_{e0}}$ в зависимости от скорости полета, — построенные для различных высот, приведены на рис. 169 и 170. Они позволяют проследить, как меняются основные данные двигателя в зависимости от скорости и высоты полета. Приведенные на рис. 169 и 170 характеристики ТВД показывают, что с увеличением скорости полета полная мощность увеличивается, а удельный расход топлива падает. С увеличением же высоты полета падают и мощность и удельный расход топлива, причем удельный расход топлива, как и у ТРД, уменьшается только до высоты 11 км.

Физически падение удельного расхода топлива, т. е. улучшение экономичности двигателя с увеличением скорости полета, объясняется возрастанием общей степени сжатия двигателя за счет скоростного напора. Увеличение же эквивалентной мощности с ростом скорости полета в основном объясняется увеличением расхода воздуха, проходящего через двигатель.

Что же касается изменения удельного расхода топлива и мощности двигателя с изменением высоты полета, то оно объясняется

следующим образом. С увеличением высоты полета (при условии постоянства скорости полета) удельный расход топлива уменьшается за счет одновременного увеличения степени сжатия и степени подогрева в двигателе. Вызвано это тем, что с увеличением высоты полета до 11 км уменьшается температура окружающего воздуха и, следовательно, увеличиваются степень сжатия и степень подогрева (отношение $\frac{T_3}{T_H}$). Очевидно, что удельный расход

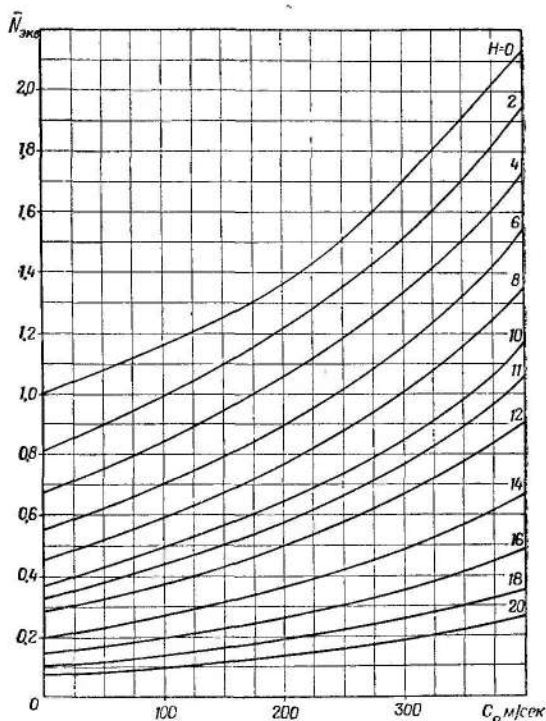


Рис. 169. График зависимости изменения относительной эквивалентной мощности $\bar{N}_{\text{экв}}$ от скорости и высоты полета

топлива будет уменьшаться только до высоты 11 км. На высотах более 11 км температура окружающего воздуха перестает понижаться, поэтому степень сжатия и степень подогрева воздуха остаются постоянными, постоянным остается и удельный расход топлива.

Уменьшение мощности двигателя с увеличением высоты полета объясняется в основном падением расхода воздуха, проходящего через двигатель. До высоты 11 км мощность падает медленнее, чем после этой высоты. Объясняется это тем, что расход воздуха через двигатель до высоты 11 км за счет увеличения степени сжа-

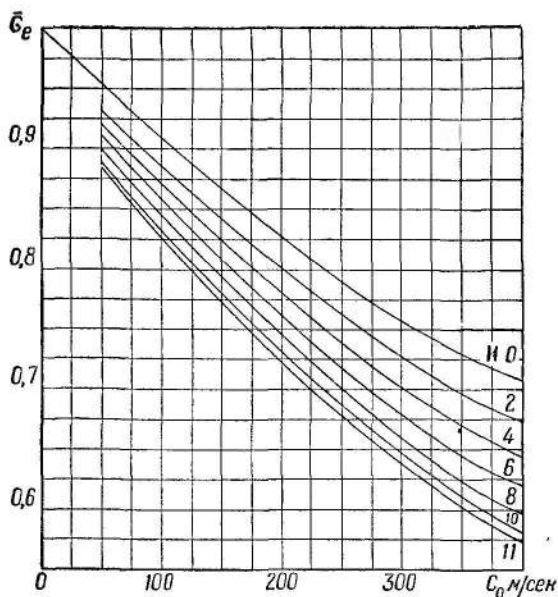


Рис. 170. График зависимости изменения относительного удельного расхода топлива $\bar{C}_e$ от скорости и высоты полета

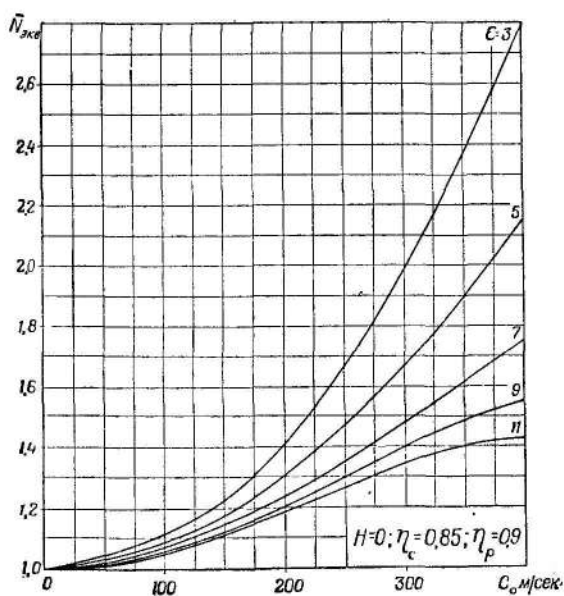


Рис. 171. График зависимости изменения относительной эквивалентной мощности $\bar{N}_{э\kappa\text{в}}$ от скорости полета для различных степеней сжатия

тия уменьшается несколько медленнее, чем на высотах, больших 11 км. Кроме того, работа цикла до 11 км увеличивается вследствие повышения степени сжатия и степени подогрева воздуха, поэтому падение расхода воздуха частично компенсируется увеличением работы цикла и до высоты 11 км мощность падает медленнее. Начиная с указанной высоты, работа цикла остается постоянной, а расход воздуха и мощность двигателя уменьшаются пропорционально плотности окружающего воздуха.

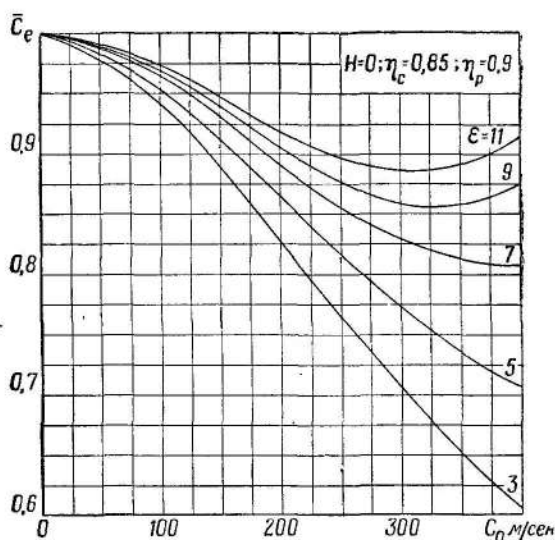


Рис. 172. График зависимости изменения относительного расхода топлива $\bar{c}_e$ от скорости полета для различных степеней сжатия

Следует отметить, что характер изменения мощности и удельного расхода топлива от скорости и высоты полета в значительной степени зависит от исходных степеней сжатия и температуры газа перед турбиной.

Изменение эквивалентной мощности и удельного расхода топлива от скорости полета для двигателей, имеющих различные степени сжатия воздуха в земных статических условиях, представлено на рис. 171 и 172. Из них видно, что протекание скоростных характеристик двигателя изменяется в зависимости от степени сжатия, которую двигатель имеет при работе на месте. К такому же выводу можно прийти, построив характеристики двигателя для различных температур газа перед турбиной.

Характеристики ТВД, как мы видели, представляют большой интерес для практики. С их помощью можно всегда определить мощность и расход топлива при различных условиях полета и различных числах оборотов двигателя.



*Доцент, кандидат технических наук
инженер-майор Л. П. АЛЕКСЕЕВ*

ПРЯМОТОЧНЫЕ ВОЗДУШНО-РЕАКТИВНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Прямоточный воздушно-реактивный двигатель (ПВРД) — простейший воздушно-реактивный двигатель, в котором сжатие воздуха осуществляется только за счет скоростного напора, а тепло подводится в камеру сгорания при постоянном или незначительно уменьшающемся давлении.

При малых скоростях полета степень сжатия воздуха, получаемая за счет использования скоростного напора, оказывается незначительной, в силу чего прямоточный ВРД имеет низкий к. п. д. и не обеспечивает достаточной тяги. В частности, при скорости полета, равной нулю, прямоточный ВРД не может создавать тяги.

С ростом скорости полета степень сжатия увеличивается и данные ПВРД улучшаются. Поскольку в ПВРД нет турбокомпрессора, в нем можно получить высокие степени подогрева, что позволяет увеличить тягу двигателя и улучшить его экономичность при больших скоростях полета ($M > 3$). Расчеты показывают, что ПВРД при таких скоростях полета могут иметь лучшие данные по некоторым удельным показателям (удельная тяга, удельный вес и др.) по сравнению с ТРД. К преимуществам ПВРД следует отнести также простоту и надежность конструкции, живучесть и малый вес двигателя.

Устройство и рабочий процесс прямоточного ВРД

Рабочий процесс и основные показатели прямоточного ВРД существенно зависят от скорости полета. Это обуславливает различие в устройстве и методах расчета ПВРД, предназначенных для полета на дозвуковых и сверхзвуковых скоростях.

Прямоточный ВРД для дозвуковых скоростей полета состоит из диффузора, камеры сгорания и реактивного сопла (рис. 173). Характерные сечения газо-воздушного тракта двигателя на рисунке обозначены: в невозмущенной среде через $0-0$, на входе в диффузор (двигатель) $1-1$, на входе в камеру сгорания $2-2$, на выходе из камеры сгорания $3-3$, на выходе из реактивного

сопла 4—4. Скорости и параметры состояния воздуха в этих сечениях в дальнейшем обозначаются соответствующими индексами. График под рисунком показывает изменение скорости, давления и температуры воздуха на различных участках двигателя.

Тепловая энергия в ПВРД преобразуется в полезную тяговую работу принципиально по той же схеме, что и в ТРД. Набегающий в полете на двигатель воздушный поток тормозится главным обра-

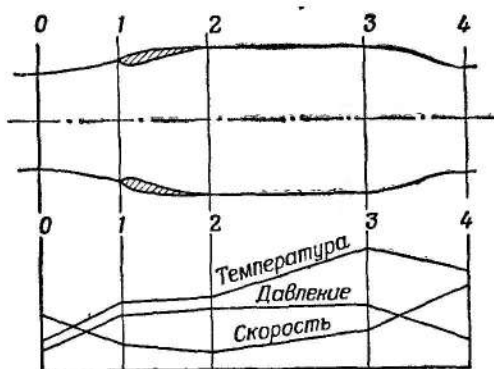


Рис. 173. Схема прямооточного ВРД для дозвуковых скоростей полета и его характеристика

зом до входа в диффузор двигателя и частично в нем самом. При этом в соответствии с уменьшением скорости давление повышается. Чем больше скорость полета, тем больше сжатие воздуха за счет скоростного напора. Сжатый воздух поступает далее в камеру сгорания, где он нагревается в результате сгорания топлива.

При заданном расходе воздуха через двигатель размеры диффузора определяются скоростью в сечении 2—2; уменьшение скорости в начале ка-

меры сгорания приводит при заданном расходе воздуха к увеличению габаритов двигателя (площади F_2) и его внешнего сопротивления.

Рост скорости потока в камере сгорания ухудшает процесс сгорания и приводит к падению ее к. п. д., что существенно отражается на тяге и удельном расходе топлива.

Поскольку давление в конце сжатия вследствие уменьшения скорости при малых значениях M_2 увеличивается незначительно, то M_2 , как правило, берется максимально допустимым из условия надежной и устойчивой работы камеры сгорания. Обычно M_2 равняется 0,15—0,2.

Подача топлива в камеру сгорания осуществляется через специальные форсунки.

При запуске двигателя топливо-воздушная смесь воспламеняется от авиационной свечи, установленной на некотором расстоянии за форсунками. В дальнейшем, при установившейся работе двигателя, свеча выключается, и горение поддерживается благодаря непрерывной подаче топлива и воздуха.

На входе в камеру сгорания установлены турбулизаторы, обеспечивающие создание в ней устойчивых местных очагов горения. Процесс сгорания в прямооточных ВРД происходит при почти постоянном давлении, так что давление на выходе из камеры сгорания мало отличается от давления на входе в нее. Поэтому прямо-

точные ВРД относят к классу двигателей, работающих по циклу с подводом тепла при постоянном давлении. В действительности давление в камере сгорания цилиндрической формы несколько падает вследствие увеличения скорости газа в результате его нагрева, а также из-за гидравлических сопротивлений.

Температура газа на выходе из камеры сгорания может быть 2000°C и более, а скорость — $400\text{--}500\text{ м/сек}$. Продукты сгорания из камеры поступают в сопло. Оно представляет собой сужающийся канал, в котором газы расширяются и приобретают скорость, превышающую скорость полета.

Разность между количеством движения вытекающих из двигателя продуктов сгорания и количеством движения поступающего в него воздуха определяет тягу, создаваемую двигателем.

При сверхзвуковых скоростях полета процессы сжатия в диффузоре и расширения в реактивном сопле сопровождаются переходом скорости потока воздуха через скорость звука. Из газодинамики известно, что этот переход может быть осуществлен в идеальном случае в каналах, имеющих сужающуюся и расширяющуюся части. Процесс расширения, как показывает опыт, происходит плавно, с малыми потерями как при малых, так и при больших перепадах давлений. Организовать же непрерывное сжатие воздуха с постепенным падением скорости и возрастанием давления при сверхзвуковых скоростях полета в каналах, имеющих указанные очертания, практически не удастся. Объясняется это тем, что на входе в двигатель возникает ударная волна, или так называемый скачок уплотнения, в котором скорость мгновенно падает, а давление возрастает. Скачок уплотнения очень близок к прямому, поэтому скорость воздуха за ним становится дозвуковой, и надобность в суживающемся участке диффузора на входе в двигатель отпадает. Сверхзвуковой прямоточный ВРД с прямым скачком уплотнения на входе показан на рис. 174. Кроме того, на рис. 174 показано, как изменяются скорость, давление и температура воздуха вдоль двигателя.

Переход от сверхзвуковой скорости к дозвуковой через прямой скачок уплотнения сопровождается большими потерями, в силу чего давление торможения оказывается значительно меньше давления торможения при адиабатическом сжатии. Это приводит к рез-

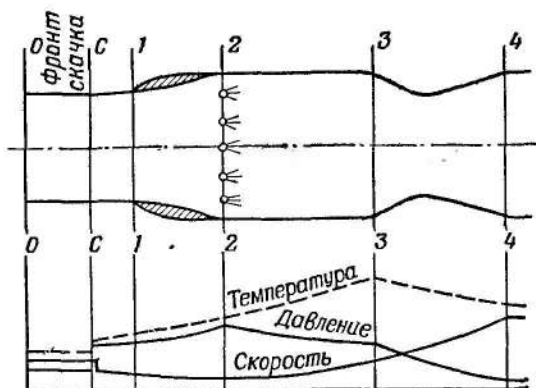


Рис. 174. Сверхзвуковой прямоточный ВРД и его характеристика

кому уменьшению тяги двигателя и ухудшению его экономичности. Поэтому в тех случаях, когда двигатель предназначен для скоростей полета, значительно превышающих скорость звука, процесс торможения струи воздуха стараются осуществить посредством системы косых скачков, заканчивающихся слабым прямым скачком. Правда, и в такой системе скачков потери все же будут, но, как показали советские ученые Петров Г. И. и Ухов Е. П., при соответствующем выборе интенсивности косых скачков потери будут меньше, а следовательно, давление торможения выше, чем при

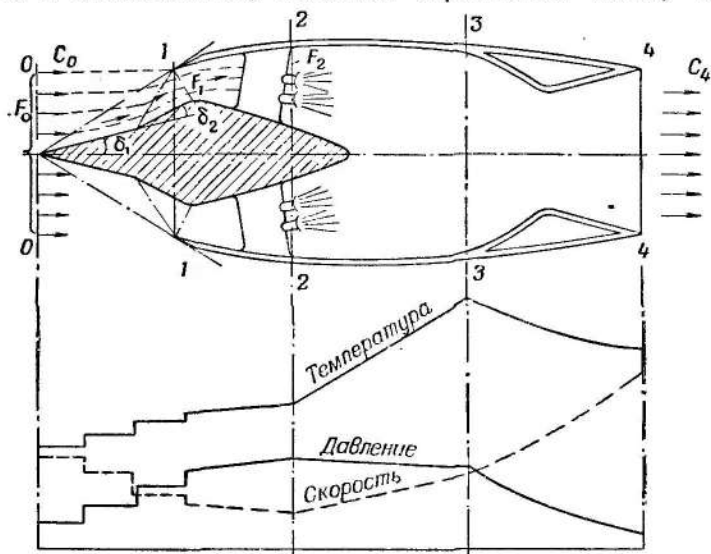


Рис. 175. Прямоточный ВРД для сверхзвуковых скоростей полета с трехскачковым входным диффузором

одном прямом скачке. Чем выше скорость полета и чем больше косых скачков, тем значительнее выигрыш в давлении торможения по сравнению со сжатием в прямом скачке.

Косые скачки в процессе сжатия могут быть получены с помощью специальной профилированной иглы, расположенной в диффузоре двигателя и выдвинутой в сторону полета. Схема прямооточного двигателя для больших сверхзвуковых скоростей полета с трехскачковым диффузором и соответствующее изменение параметров воздуха показаны на рис. 175.

Интенсивность косого скачка определяется числом M набегающего потока и углом отклонения потока δ . Размеры конуса и углы косых скачков подбираются такими, чтобы на расчетном режиме полета все скачки уплотнения пересекались в передней кромке диффузора. Таким расположением скачков уплотнения достигаются максимальный расход воздуха, минимальные потери в процессе сжатия и наименьшее сопротивление диффузора.

Для данной системы скачков существует оптимальный вариант, соответствующий наибольшему восстановлению давления за послед-

ним скачком. Чтобы получить оптимальный вариант системы скачков, соответствующим образом подбирают углы конусов (δ_1 , δ_2 и т. д.).

Расчетные данные, характеризующие восстановление давления в диффузоре по отношению к давлению адиабатического торможения для оптимальных вариантов систем скачков, представлены на рис. 176, где цифры на кривых обозначают число скачков. Они показывают, что при $M < 1,5$ можно применять диффузор с одним прямым скачком. В области скоростей полета, соответствующих

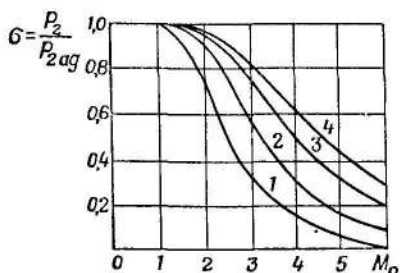


Рис. 176. График коэффициентов восстановления давления в диффузорах по отношению к давлению адиабатического торможения для оптимальных вариантов систем скачков (диффурами обозначены числа скачков)

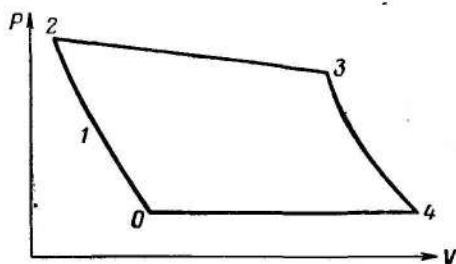


Рис. 177. Диаграмма рабочего процесса прямооточного ВРД с односкачковым диффузором в координатах $p-v$ при сверхзвуковых скоростях полета

$M = 1,5 \div 2$, целесообразно применять диффузор с одним косым и одним прямым скачком. При $M > 2$ должно быть не меньше трех скачков.

Следует заметить, что указанные на рис. 175 положения скачков отвечают только расчетному режиму. С изменением скорости полета система скачков деформируется, ибо при заданном угле отклонения потока угол скачка зависит от числа M набегающего потока. При уменьшении скорости полета углы скачков обычно увеличиваются, что сопровождается уменьшением площади входящей в двигатель струи воздуха, а это приводит к более быстрому уменьшению расхода воздуха через двигатель и ухудшению его характеристик.

Рассмотрим, как изменяются параметры состояния воздуха при прохождении его через двигатель с односкачковым диффузором в координатах $p-v$ при сверхзвуковых скоростях полета (рис. 177). Линия 0—1 условно изображает процесс сжатия газа в прямом скачке, 1—2 — в диффузоре. Давление газа в конце сжатия в действительном процессе будет меньше, чем в адиабатическом, из-за потерь в скачках и в диффузоре. Температура газа в сечении 2—2 зависит от его скорости и согласно уравнению сохранения энергии равна

$$T_2 = T_0 + \frac{c_0^2 - c_2^2}{2g \frac{k}{k-1} R}.$$

Подвод тепла в данном случае изобразится наклонной линией 2—3 в соответствии с падением давления в камере сгорания по указанным причинам. Точка 3 соответствует состоянию газа в конце камеры сгорания. Если камера сгорания будет иметь цилиндрическую форму, то скорость на выходе из нее w_3 будет больше, чем на входе, так как в результате повышения температуры газа удельный объем его увеличивается. Расширение газа в реактивном сопле также сопровождается потерями: процесс расширения — линия 3—4 — изобразится некоторой политропой с показателем n , меньшим k . Состояние газа на выходе из двигателя определяется точкой 4. Как видно из рис. 174, температура газа на выходе из двигателя значительно больше температуры окружающего воздуха.

Тяга P , удельная тяга $P_{уд}$ и удельный расход топлива C_p прямооточного ВРД определяются, как и в случае ТРД, по формулам:

$$P = \frac{G}{g} (c_4 - c_0);$$

$$P_{уд} = \frac{1}{g} (c_4 - c_0);$$

$$C_p = \frac{3600 c_p T_H \left(\Delta - \frac{e-1}{\eta_c} - 1 \right)}{\delta H_u P_{уд}},$$

где c_4 — скорость истечения газа из реактивного сопла двигателя;

$\Delta = \frac{T_3}{T_H}$ — степень подогрева;

η_c — к. п. д. процесса сжатия.

Отличительной особенностью прямооточного ВРД является существенная зависимость его показателей от числа M полета. Объясняется это тем, что основные параметры, определяющие эффективность рабочего процесса прямооточного ВРД, такие, как степень сжатия, к. п. д. процессов сжатия и расширения, а также расход воздуха на заданной высоте, зависят главным образом от скорости полета.

Характеристики прямооточного ВРД

Под характеристиками прямооточного ВРД понимают зависимости тяги и удельного расхода топлива от скорости и высоты полета. Различают скоростные и высотные характеристики. Характеристики, показывающие изменение тяги и удельного расхода топлива по скорости полета при условии, что высота полета не меняется, называются скоростными. Высотные характеристики показывают изменения тяги и удельного расхода по высоте при постоянной скорости полета.

Характер изменения тяги P и удельного расхода топлива C_p прямооточного ВРД с изменением режима полета в значительной степени зависит от способа регулирования двигателя, осуществляемого в общем случае регулированием проходных сечений двига-

теля и степени подогрева. Как на возможные варианты изменения степени подогрева с изменением режима полета можно указать, например, на постоянство температуры T_3 и на постоянство повышения температуры в процессе сгорания $T_3 - T_2$, что соответствует постоянному коэффициенту избытка воздуха. Практически способ изменения степени подогрева в каждом отдельном случае выбирают, исходя из условия получения благоприятных тяговых характеристик и наилучшей экономичности двигателя для заданного диапазона режимов полета.

Регулирование проходных сечений двигателя позволяет независимо от температуры в камере сгорания менять расход воздуха. Вместе с тем оно обеспечивает удовлетворительные условия работы отдельных элементов двигателя на различных режимах полета.

Так, если площадь критического сечения не меняется, а температура в камере сгорания поддерживается постоянной, то пропускная способность реактивного сопла с ростом скорости полета резко увеличивается, что вызывает необходимость увеличения проходных сечений диффузора. Недостаточное увеличение площади диффузора в этих случаях вызывает падение давления в камере сгорания и, как следствие, уменьшение удельной тяги и повышение расхода топлива.

Регулирование диффузора дает возможность уменьшить потери в процессе сжатия на нерасчетных режимах и, следовательно, за счет роста степени сжатия повысить расход воздуха и экономичность двигателя.

Если же площадь диффузора остается неизменной, то с ростом скорости полета проходные площади сопла следует уменьшать. Однако чрезмерное уменьшение площади сопла может привести к появлению обратных токов в диффузоре и, следовательно, к увеличению потерь при сжатии и внешнего сопротивления диффузора. Перейдем к анализу характеристик прямооточного ВРД.

Для простоты будем полагать, что при дозвуковых скоростях полета площадь выходящей струи остается постоянной ($F_4 = \text{const}$) и что регулирование двигателя при сверхзвуковых скоростях обеспечивает постоянство площади струи воздуха, входящего в двигатель ($F_0 = \text{const}$). Первое условие практически выполняется тогда, когда реактивное сопло не регулируется. Выбор второго обуславливается следующими обстоятельствами. При сверхзвуковых скоростях полета приходится считаться с так называемым волновым сопротивлением диффузора, возникающим в тех случаях, когда площадь набегающей на двигатель струи воздуха меньше площади входа ($F_0 < F_1$). Волновое сопротивление диффузора снижает эффективную тягу двигателя, поэтому желательно, чтобы на всех режимах полета площадь набегающей струи F_0 была равна площади входа в диффузор F_1 . Выполнить это условие практически возможно путем соответствующего регулирования проходных сечений сверхзвукового диффузора и сопла.

На рис. 178 и 179 приведены определенные расчетным путем скоростные характеристики ПВРД с трехскачковым диффузором

для различных степеней подогрева и высот полета. Как видно из рисунков, характер изменения P и C_p по скорости полета зависит от скорости полета и степени подогрева газа. Рассмотрим зависимость P и C_p при $T_3 = \text{const}$ от скорости полета в области малых значений чисел M_0 .

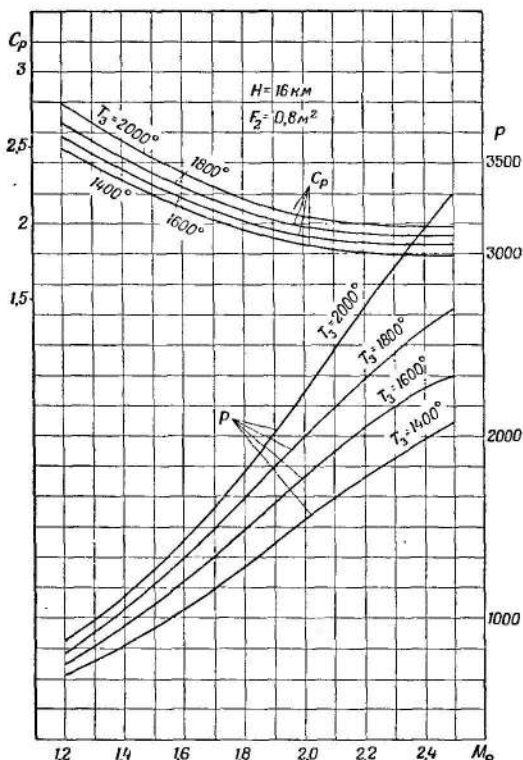


Рис. 178. Скоростные характеристики ПВРД с трехскачковым диффузором для различных значений T_3

метить, что в рассматриваемом случае постоянство выходной площади F_4 предполагает регулирование диффузора.

Если диффузор не регулируется (площадь F_2 остается постоянной), то с увеличением скорости полета площадь F_4 должна уменьшаться. При этом повышение расхода воздуха с ростом скорости полета будет происходить медленнее, чем в случае, когда $F_4 = \text{const}$.

При дозвуковых скоростях полета экономичность прямоточного ВРД вследствие малой степени сжатия на этих скоростях оказывается в 4—5 раз хуже экономичности поршневого и турбореактивного двигателей.

Повышение степени подогрева двигателя ведет к увеличению его удельной тяги. Наилучшая экономичность двигателя достигается при некоторой оптимальной степени подогрева, величина которой $\Delta = 3—3,5$.

При скоростях полета 200—250 м/сек степень сжатия воздуха за счет скоростного напора составляет 1,2—1,25. Удельная тяга меняется почти пропорционально скорости полета, а удельный расход топлива — по гиперболическому закону. Значительное увеличение удельной тяги и падение удельного расхода топлива объясняются в основном улучшением использования тепла за счет роста степени сжатия. Расход воздуха меняется пропорционально скорости полета. Следовательно, полная тяга бескомпрессорного ВРД с постоянной площадью выходного сечения реактивного сопла изменяется приблизительно пропорционально квадрату скорости полета. Следует за-

Увеличение степени подогрева воздуха в прямоточном ВРД по сравнению с оптимальной приводит к незначительному росту удельного расхода топлива, в то время как тяга продолжает расти. Поэтому следует выбирать максимально допустимую степень по-

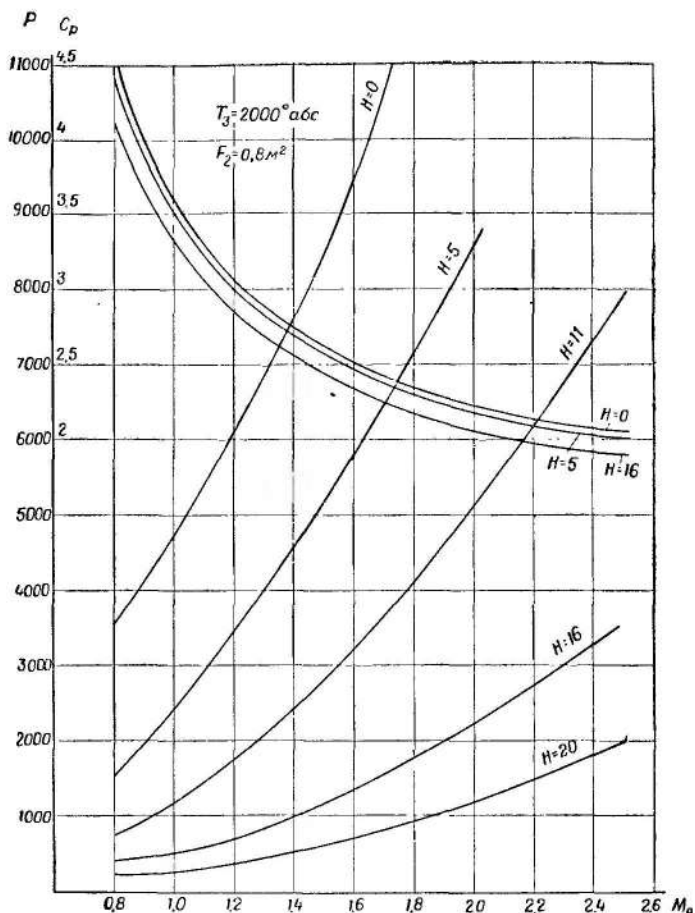


Рис. 179. Скоростные характеристики ПВРД с трехскачковым диффузором для различных высот полета

догрева воздуха из условия надежности конструкции. При этом проигрыш в экономичности получается небольшим, а габариты двигателя значительно уменьшаются.

Скоростные характеристики ПВРД в более широком диапазоне скоростей представлены на рис. 180. Как видно из рисунка, с ростом скорости полета расход воздуха непрерывно увеличивается по линейному закону. Удельная тяга сначала растет, а затем, достигнув максимума, начинает падать. Максимум удельной

тяги достигается в зависимости от степени подогрева воздуха в диапазоне скоростей, соответствующих числам $M_0 = 1,75 \div 2,00$.

При больших сверхзвуковых скоростях удельная тяга ПВРД обращается в нуль. Это объясняется главным образом уменьшением количества тепла, сообщаемого воздуху в камере сгорания вследствие роста температуры воздуха в конце сжатия.

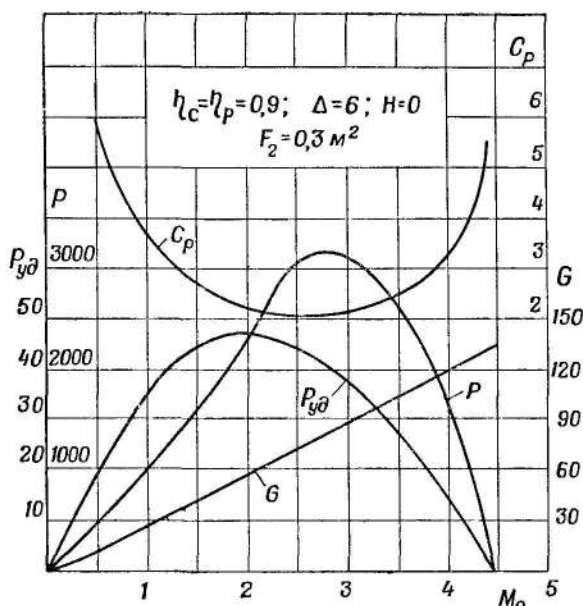


Рис. 180. Скоростные характеристики ПВРД

при одном и том же приращении кинетической энергии воздуха $\frac{c_4^2 - c_0^2}{2g}$, проходящего через двигатель, разность $c_4 - c_0$, а следовательно, и удельная тяга будут тем меньше, чем больше скорость полета.

При $\Delta = 6$ удельная тяга двигателя обращается в нуль при $M_0 \approx 4,5$. Тяга двигателя достигает максимума при скоростях полета, превышающих скорость, соответствующую максимуму удельной тяги, вследствие того, что в некотором диапазоне скоростей увеличение расхода воздуха преобладает над уменьшением удельной тяги. Удельный расход топлива в области сверхзвуковых скоростей полета вначале продолжает падать, достигает минимума, а затем увеличивается. Повышение удельного расхода топлива при больших скоростях полета объясняется падением удельной тяги, которое оказывается более значительным, чем уменьшение количества подводимого тепла. При скоростях полета, соответствующих обращению удельной тяги двигателя в нуль, подвод тепла компенсирует лишь гидравлические потери в двигателе. Удельный расход топлива при этом становится бесконечно большим.

Скорость, при которой $P_{уд}$ обращается в нуль, увеличивается с ростом степени подогрева, ограниченной в свою очередь надежностью работы двигателя. Однако если допустить, что температура T_3 не лимитирована и подогрев воздуха $\Delta T = T_3 - T_2$ может быть выбран максимальным, соответствующим составу топливо-воздушной смеси $\alpha = 1$, то и тогда при больших скоростях полета удельная тяга двигателя неизбежно начинает падать. Вызвано это тем, что

Перейдем к рассмотрению высотных характеристик ПВРД. Как видно из рис. 181, тяга ПВРД с увеличением высоты полета непрерывно падает. Удельный расход топлива уменьшается при увеличении высоты полета от 0 до 11 км, а на высотах, больших 11 км, остается постоянным. Следует отметить, что количественное изменение тяги и удельного расхода с высотой зависит от скорости полета, а также от способа регулирования двигателя. Как и прежде, будем полагать, что регулирование двигателя обеспечивает постоянство площади струи, входящей в двигатель, и температуры в камере сгорания.

Чтобы объяснить характер изменения тяги ПВРД с высотой полета, посмотрим, как при этом меняются удельная тяга и расход воздуха. С увеличением высоты полета до 11 км степень сжатия и степень подогрева воздуха растут вследствие падения температуры окружающего воздуха, что приводит к росту удельной тяги. При скоростях полета, соответствующих $M = 1,5 \div 2,0$, увеличение удельной тяги на высоте 11 км может составить 40—50%. На высотах, больших 11 км, температура изменяется мало и поэтому степень сжатия, степень подогрева, а следовательно, и удельная тяга остаются постоянными.

Расход воздуха с высотой в нашем случае регулирования изменяется пропорционально плотности окружающего воздуха. В случае регулирования $F_4 = \text{const}$ и $T_3 = \text{const}$ расход воздуха уменьшается даже быстрее, чем падает его плотность. Уменьшение расхода воздуха с высотой обуславливает падение тяги ПВРД. Рост удельной тяги приводит к тому, что тяга падает несколько медленнее, чем плотность воздуха. Падение удельного расхода топлива при увеличении высоты до 11 км объясняется тем, что в результате роста степени сжатия с высотой улучшается использование тепла. Приведенные данные позволяют считать, что ПВРД, который пока при малых скоростях полета применяется в авиации в качестве ускорителя, является перспективным и при больших скоростях полета может найти более широкое применение. •

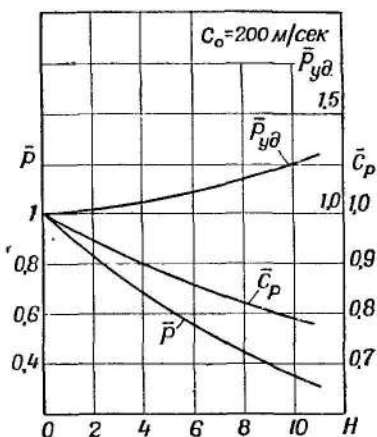


Рис. 181. Высотные характеристики ПВРД



Кандидат технических наук
инженер-подполковник Н. Е. КОНОВАЛОВ

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС И ХАРАКТЕРИСТИКИ ЖИДКОСТНЫХ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В жидкостных ракетных двигателях (ЖРД), в отличие от воздушно-реактивных, для сжигания горючего применяют жидкий окислитель, необходимый запас которого находится на самолете.

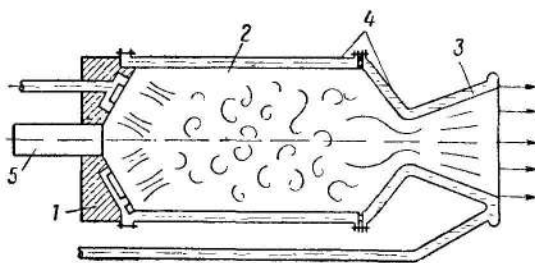


Рис. 182. Схема камеры жидкостного ракетного двигателя:

1 — головка; 2 — камера сгорания; 3 — сопло; 4 — охлаждающая рубашка; 5 — запальное устройство

Основной элемент жидкостного ракетного двигателя — камера* (рис. 182) — состоит из головки 1, камеры сгорания 2, сопла 3, охлаждающей рубашки 4 и запального устройства 5. В камере сгорания происходит горение топлива, в результате чего образуются продукты сгорания с высокой температурой и высоким давлением.

Потенциальная энергия продуктов сгорания частично преобразуется в сопле в кинетическую энергию. За счет истечения газов из сопла с большой скоростью создается тяга двигателя P .

Компоненты топлива (окислитель и горючее) подаются из топливных баков в камеру сгорания центробежными или шестеренчатыми насосами либо под давлением сжатых газов.

Первый способ носит название насосной подачи топлива, второй — баллонной.

В двигателе с баллонной подачей топлива топливные баллоны или баки делают по условиям прочности толстостенными, что значительно увеличивает их вес. Поэтому баллонная подача приме-

* Иногда ЖРД включает в себя две или несколько камер. Такие ЖРД называют соответственно двух- или многокамерными.

няется лишь в двигателях с малой тягой или малой продолжительностью работы, когда размеры и вес топливных баллонов оказываются небольшими.

В двигателях с большой тягой или большой продолжительностью работы обычно применяется насосная подача топлива. Привод топливных насосов осуществляется от основного двигателя летательного аппарата (в тех случаях, когда основным двигателем является поршневой или воздушно-реактивный, а ЖРД — вспомогательным) или от турбины. В последнем случае турбина вместе с приводимыми ею топливными насосами образует так называемый турбонасосный агрегат (ТНА) жидкостного ракетного двигателя.

Работа на валу турбины ТНА обычно получается за счет использования энергии продуктов разложения маловодной (80—90% концентрации) перекиси водорода-парагаза.

Благодаря тому что парагаз имеет устойчивую и вполне приемлемую для рабочих лопаток турбины температуру (500—700° C), перекись водорода нашла широкое применение в качестве топлива для привода ТНА.

Разложение перекиси водорода производится в специальном агрегате, называемом парогазогенератором (ПГГ).

Для ускорения разложения перекиси в ПГГ применяются специальные катализаторы, которые могут быть как жидкими, так и твердыми. На рис. 183 представлена типичная схема ПГГ, работающего на твердом катализаторе.

Парагаз, поступающий к турбине ТНА из ПГГ (см. рис. 183), имеет давление 20—30 кг/см². Чтобы эффективно использовать такое высокое давление, турбину делают многоступенчатой (обычно применяют активные турбины, имеющие более простую конструкцию, чем реактивные).

Наибольшее распространение в ТНА получили двухступенчатые турбины.

Как уже указывалось, температура продуктов сгорания в камере ЖРД очень высока. Она обычно значительно превышает температуру плавления материала стенок двигателя. Охлаждение стенок ЖРД приобретает поэтому весьма важное значение. На-

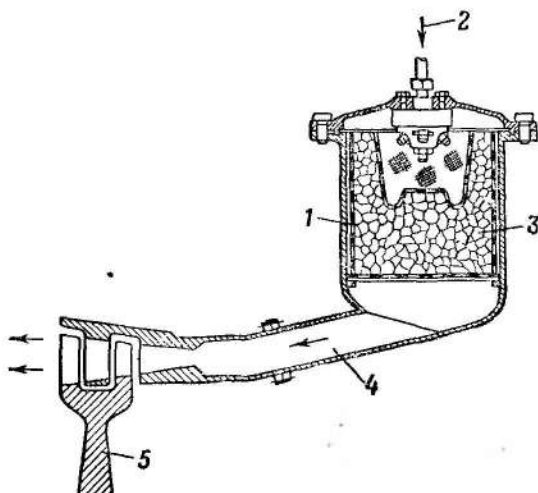


Рис. 183. Схема парогазогенератора:

1 — парогазогенератор; 2 — трубка подвода перекиси водорода; 3 — твердый катализатор; 4 — парагаз; 5 — колесо двухступенчатой турбины

дежное охлаждение — один из основных факторов безотказной работы ЖРД.

Из способов охлаждения жидкостных ракетных двигателей наибольшее распространение получило наружное охлаждение стенок компонентами топлива. При этом компоненты топлива (или один из них) сначала подаются в охлаждающую рубашку, а затем через форсунки — в камеру сгорания (см. рис. 182).

Такой способ охлаждения весьма выгоден, так как тепло, ушедшее через стенки двигателя, вновь возвращается с топливом в камеру сгорания. Кроме того, предварительный подогрев компонентов способствует более быстрому испарению их в камере, а следовательно, и более полному сгоранию, т. е. улучшению экономичности двигателя.

В тех случаях, когда наружное охлаждение оказывается недостаточным, применяют другие способы охлаждения и, в частности, так называемое внутреннее охлаждение, когда топливо тем или иным способом подается на внутреннюю поверхность стенки двигателя и защищает ее от прогара.

Рассмотрим более подробно процессы, происходящие в камере ЖРД.

Топливо подается в камеру сгорания, как правило, из передней ее части — головки. В головке имеются изолированные полости или каналы для окислителя и горючего, из которых они раздельно подаются в камеру сгорания через соответствующие форсунки. Топливо поступает в головку под давлением, превышающим давление в камере, с тем, чтобы на форсунках был перепад, обеспечивающий хорошее распыление топлива на всех режимах работы двигателя.

На режимах максимальной тяги этот перепад обычно равен $10\text{--}15 \text{ кг/см}^2$. С уменьшением расхода топлива он уменьшается примерно пропорционально квадрату расхода и на режимах минимальной тяги обычно становится равным $0,5\text{--}1,5 \text{ кг/см}^2$.

Количество, расположение и тип форсунок выбирают с таким расчетом, чтобы получить равномерное перемешивание горючего и окислителя и возможно более полное сгорание их в камере.

Образованная в начале камеры топливная смесь при запуске двигателя воспламеняется от электрической свечи, от пиропатронов или других средств зажигания.

Во время работы двигателя специального зажигания не требуется: свежие порции топлива воспламеняются от продуктов сгорания, находящихся в камере.

Горение топлива в камере ЖРД представляет собой сложный процесс. Его обычно делят на ряд последовательно протекающих процессов, хотя такое деление, конечно, весьма условно.

Движение впрыснутого топлива от форсунок вглубь камеры сгорания вызывает встречное движение продуктов сгорания, находящихся в камере, к головке. В результате интенсивной передачи тепла от продуктов сгорания капли топлива быстро испаряются. Одновременно с этим идет процесс перемешивания окислителя и

горючего. В образовавшихся зонах смешения горючего с окислителем начинается химическая реакция их соединения, которая ускоряет разогрев топлива.

По мере роста температуры процесс химического взаимодействия окислителя и горючего все ускоряется, пока, наконец, при некоторой температуре медленная реакция окисления не перейдет в быструю реакцию горения, сопровождающуюся выделением большого количества тепла и появлением пламени.

Таким образом, в камере сгорания начальный участок I (рис. 184) соответствует протеканию подготовительных процессов, предшествующих появлению пламени, для которых характерно незначительное изменение средней температуры.

В следующей части камеры сгорания происходит резкое повышение температуры (участок II на рис. 184) за счет интенсивного выделения тепла при соединении окислителя и горючего или продуктов их разложения, образовавшихся в зоне подготовительных процессов.

Поскольку температура горения топлива в ЖРД очень высока (составляет несколько тысяч градусов), химическая реакция горения протекает с очень большой скоростью. Поэтому часть топлива, которая к моменту начала горения образовала горючую смесь более или менее благоприятного состава, быстро вступит в реакцию и даст значительное повышение температуры. После этого будет идти дальнейшее перемешивание непрореагировавших компонентов и сгорание образовавшейся смеси. Но теперь скорость горения будет определяться уже не скоростью протекания химической реакции, которая из-за высоких температур будет идти практически мгновенно, а скоростью механического (турбулентного) перемешивания компонентов. На кривой температуры это проявляется в виде замедленного роста температуры (участок III на рис. 184).

Таким образом, общая продолжительность процесса сгорания определяется скоростью протекания химических реакций и интенсивностью механического смешения компонентов топлива.

В зависимости от химического состава топлива и конструкции камеры сгорания преобладающее значение может иметь как первый, так и второй фактор, но во всяком случае интенсивное перемешивание компонентов топлива в камере сгорания — непременное условие достаточно быстрого и полного сгорания.

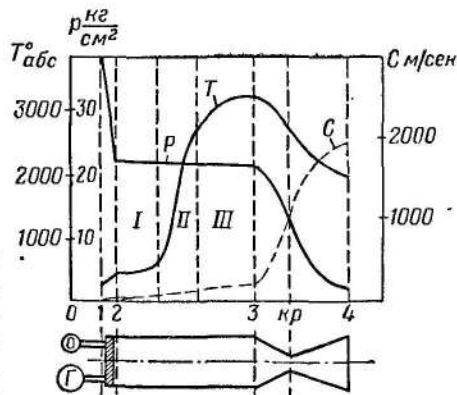


Рис. 184. График изменения давления, температуры и скорости продуктов сгорания при движении по ЖРД

Реальный процесс горения топлива в ЖРД значительно сложнее описанной схемы. Указанные явления сопровождаются интенсивным конвективным и лучистым теплообменом между газовым потоком и стенками. Химическая реакция непосредственного окисления горючего кислородом окислителя сопровождается промежуточными реакциями разложения компонентов топлива на простые молекулы (O_2 , N_2 , NO , CO , H_2 и другие). Распределение скоростей, температур и концентраций в каждом сечении камеры сгорания оказывается очень неравномерным и т. д.

Вследствие неравномерного распределения окислителя и горючего по поперечному сечению камеры сгорания, а также ограниченности ее объема, некоторая часть топлива не успевает сгорать внутри камеры и догорает в сопле и даже вне двигателя. Полнота сгорания топлива в камере сгорания ЖРД оценивается коэффициентом полноты сгорания ξ , показывающим, какая доля химической энергии топлива переходит в тепловую. Коэффициент ξ определяется на основании опытных данных и обычно равен 0,8—0,9. Так как в камере сгорания устанавливается очень высокая температура газов (2000—3500° абс.), то процесс сгорания сопровождается диссоциацией — распадом продуктов сгорания на отдельные атомы или группы атомов. Это явление дополнительно уменьшает количество выделяющегося тепла. В результате количество выделяющегося в камере сгорания тепла составляет лишь 70—80% от теплотворности топлива.

В соответствии с количеством подаваемого топлива, температурой и составом газа в конце камеры сгорания (сеч. 3 на рис. 184), а также площадью узкого, критического, сечения сопла (сеч. «кр» на рис. 184) в камере сгорания ЖРД устанавливается вполне определенное и обычно довольно высокое давление — 20—30 кг/см².

В реактивном сопле происходит расширение газа (увеличение удельного объема), сопровождающееся уменьшением его давления и температуры и увеличением скорости движения.

На выходе из сопла скорость газа достигает 2000—2500 м/сек. Давление, как правило, равно атмосферному давлению у земли или несколько меньше его (при максимальном давлении в камере), а температура равна 1000—2000° абс.

При изменении давления в камере или окружающего давления (высоты полета) давление в выходном сечении сопла может стать не равным окружающему. В связи с этим различают три режима работы сопла: расчетный — когда давление в выходном сечении сопла равно давлению в окружающей среде, и режимы недорасширения и перерасширения (нерасчетные режимы), на которых давление в выходном сечении соответственно больше или меньше окружающего.

Возможность существования нерасчетных режимов работы сопла ЖРД объясняется тем, что истечение газа из него происходит со сверхзвуковыми скоростями, когда возмущения из внешней среды не могут передаваться внутрь сопла. В этом случае степень расширения газа в сопле определяется лишь соотношением площа-

дей выходного и критического сечений, составом газа и гидравлическими потерями.

Поэтому в сопле заданных размеров давление в выходном сечении изменяется пропорционально давлению в камере сгорания.

За счет истечения газа из сопла с большей скоростью двигатель развивает тягу, величина которой может быть подсчитана при работе сопла на расчетном режиме по формуле

$$P = \frac{G}{g} c_4^* \quad (56)$$

а на расчетных режимах

$$P = \frac{G}{g} c_4 + F_4 (p_4 - p_H), \quad (66)$$

где G — секундный расход топлива;

c_4 и p_4 — скорость и давление газа в выходном сечении сопла;

F_4 — площадь выходного сечения сопла;

p_H — давление окружающей среды.

В некоторых случаях вводится так называемая эффективная скорость истечения c_5 , определяемая из условия:

$$\frac{G}{g} c_4 + F_4 (p_4 - p_H) = \frac{G}{g} c_5.$$

Следовательно, тяга ЖРД на нерасчетных режимах может быть подсчитана и таким образом

$$P = \frac{G}{g} c_5. \quad (67)$$

При заданном расходе топлива G максимальная тяга двигателя получается с таким соплом, которое обеспечивает расширение газа до атмосферного давления, т. е. работает на расчетном режиме.

Действительно, в сопле с площадью выходного сечения F_4' больше расчетной (рис. 185) имеется участок, внутри которого давление p меньше атмосферного.

Сила, действующая на этот участок сопла, будет уменьшать тягу двигателя.

Сопло с площадью F_4'' меньше расчетной получается из расчетного путем удаления участка сопла, создавшего некоторую тягу. Таким образом, тяга ЖРД с таким соплом будет также меньше, чем с соплом, работающим на расчетном режиме.

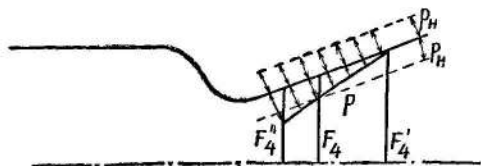


Рис. 185. Закон изменения внутреннего и наружного давлений на участке сопла

* Параметры газа в различных сечениях камеры двигателя будем в дальнейшем обозначать индексами, соответствующими обозначению сечений на рис. 184.

Коэффициенты полезного действия ЖРД

Для оценки совершенства процессов преобразования тепловой энергии топлива в полезную тяговую работу вводятся коэффициенты полезного действия ЖРД. Различают три к. п. д. жидкостных ракетных двигателей: термический, тяговый и полный.

Термическим к. п. д. жидкостных ракетных двигателей η_t называется отношение кинетической энергии, сообщенной газу в двигателе, к теплотворной способности топлива

$$\eta_t = \frac{\frac{c_5^2}{2g}}{\frac{H_u}{A}}. \quad (68)$$

В процессе преобразования тепловой энергии топлива в кинетическую имеются потери. Главная из них — это потеря тепла с уходящими из двигателя газами, которая составляет 30—40% от H_u . Кроме того, в камере сгорания происходит неполное выделение тепла, содержащегося в виде химической энергии в топливе, вследствие неполноты сгорания и диссоциации продуктов сгорания. Эти потери, как говорилось выше, составляют 20—30% от H_u . В результате термический к. п. д. ЖРД оказывается равным 0,3—0,4 (иногда несколько выше).

Получаемая за счет работы двигателя кинетическая энергия продуктов сгорания частично используется на совершение полезной тяговой работы (на перемещение летательного аппарата), а частично уносится с уходящими из двигателя газами и теряется. Для оценки этих потерь вводится тяговый к. п. д.

Тяговым к. п. д. ЖРД называется отношение полезной тяговой работы к располагаемой кинетической энергии

$$\eta_P = \frac{P c_0}{G \frac{c_5^2 + c_0^2}{2g}}. \quad (69)$$

За располагаемую кинетическую энергию принимается сумма кинетической энергии продуктов сгорания на выходе из двигателя и кинетической энергии, полученной топливом за счет предыдущей работы двигателя (последняя равна $G \frac{c_0^2}{2g}$).

Подставив в уравнение (69) выражение для тяги (67) и сделав преобразования, получим

$$\eta_P = \frac{2 \frac{c_0}{c_5}}{1 + \left(\frac{c_0}{c_5} \right)^2}.$$

Таким образом, тяговый к. п. д. зависит лишь от отношения скоростей $\frac{c_0}{c_5}$.

Зависимость η_p от $\frac{c_0}{c_b}$ показана на графике рис. 186. При современных максимальных скоростях полета $\eta_p \approx 0,25$, т. е. имеет малое значение, что объясняется большими потерями кинетической энергии с уходящими из двигателя газами. Величина этой потерянной энергии на 1 кг газа равна

$$\frac{(c_b - c_0)^2}{2g}.$$

Полный к. п. д. ЖРД.
Чтобы определить, какая доля полной энергии топлива (тепловая энергия плюс кинетическая) используется для совершения полезной тяговой работы, вводится полный к. п. д. ЖРД

$$\eta_{\text{п}} = \frac{P c_0}{G \left(\frac{H_u}{A} + \frac{c_0^2}{2g} \right)}. \quad (70)$$

После преобразования получим

$$\eta_{\text{п}} = \frac{2 \frac{c_0}{c_b}}{\frac{1}{\eta_t} + \left(\frac{c_0}{c_b} \right)^2}.$$

На максимальных скоростях полета, достигнутых в настоящее время, $\eta_{\text{п}} \approx 0,06 \div 0,10$. Таким образом, полный к. п. д. ЖРД пока значительно ниже, чем у ТРД. Однако на больших скоростях полета, соответствующих примерно $M_0 = 10$, полный к. п. д. ЖРД может стать равным 0,55—0,60 (рис. 187), что значительно превышает полный коэффициент полезного действия современных ТРД.

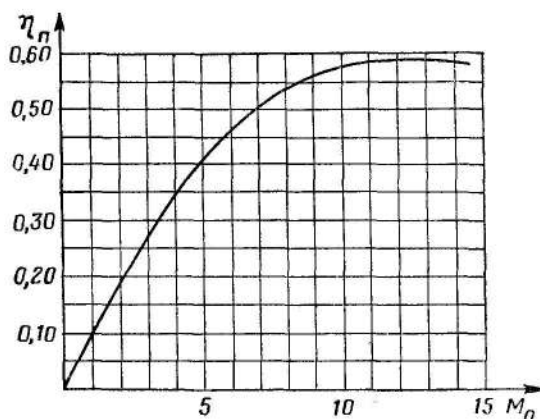


Рис. 187. График зависимости полного к. п. д. ЖРД от числа M_0

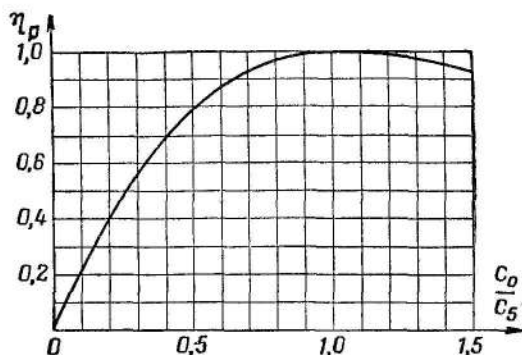


Рис. 186. График зависимости тягового к. п. д. от отношения скорости $\frac{c_0}{c_b}$

Основные параметры ЖРД

Очень важным параметром, характеризующим жидкостный ракетный двигатель, является величина разви-

ваемой им тяги. Тяга для реактивных двигателей — такой же важный параметр, как мощность для поршневых, ибо тяга реактивных двигателей в значительно меньшей степени изменяется при изменении скорости полета, чем их мощность. Наиболее справедливым это положение оказывается для жидкостных ракетных двигателей, тяга которых совершенно не зависит от скорости полета. Поэтому мощность ЖРД изменяется пропорционально скорости полета

$$N = \frac{P_{c0}}{75} [\text{л. с.}].$$

Следовательно, характеризовать ЖРД величиной развиваемой им мощности нельзя, тогда как величина его тяги дает представление о двигателе.

Жидкостные ракетные двигатели могут иметь тягу от нескольких десятков и сотен килограммов до нескольких десятков тонн. При этом весьма положительное свойство ЖРД состоит в том, что вес двигателя с тягой в несколько десятков тонн оказывается вполне приемлемым для летательных аппаратов.

Совершенство ЖРД с точки зрения веса характеризуется его удельным весом, под которым понимается отношение веса двигательной установки к тяге двигателя

$$\gamma_{\text{дв}} = \frac{G_{\text{дв}}}{P}.$$

Удельный вес современных ЖРД значительно меньше удельного веса любой другой самолетной силовой установки и изменяется примерно в пределах $\gamma_{\text{дв}} = 0,04 \div 0,12 \frac{\text{кг веса}}{\text{кг тяги}}$, где меньшие значения удельного веса относятся к двигателям с большей тягой.

Кроме полной тяги, для характеристики ЖРД вводится еще удельная тяга $P_{\text{уд}}$, под которой понимается тяга, приходящаяся на 1 кг расхода топлива в секунду*:

$$P_{\text{уд}} = \frac{P}{G} [\text{кг} \cdot \text{сек} / \text{кг}].$$

Значение удельной тяги ЖРД отлично от значения удельной тяги ВРД. Последняя, как известно, характеризует двигатель с точки зрения его габаритов и веса, ибо от величины удельной тяги ВРД зависит расход воздуха, необходимый для получения заданной полной тяги. Удельная тяга ЖРД характеризует его эко-

* При подсчете удельной тяги ЖРД необходимо учитывать расход топлива на привод ТНА, а также тягу, создаваемую за счет выброса массы газа из турбины. Мы ограничимся лишь рассмотрением удельной тяги камеры ЖРД. За счет расхода топлива на привод ТНА удельная тяга двигателя на максимальном режиме работы снижается по сравнению с удельной тягой камеры на 3—5%.

номичность, так как она определяет величину удельного расхода топлива этого двигателя C_p . Действительно,

$$C_p = \frac{G \cdot 3600}{P} = \frac{3600}{P_{уд}}.$$

Таким образом, чем больше удельная тяга ЖРД, тем меньше его удельный расход топлива, т. е. лучше экономичность.

Современные ЖРД имеют $P_{уд} = 200\text{—}250 \text{ кг}\cdot\text{сек}/\text{кг}$; следовательно, удельный расход топлива $C_p = 14\text{—}18 \text{ кг}/\text{кг}\cdot\text{час}$.

Удельный расход топлива ЖРД оказывается значительно выше, чем у ТРД на современных скоростях полета. Это — основная причина, ограничивающая пока применение ЖРД в авиации. Большой удельный расход топлива в ЖРД объясняется, во-первых, тем, что на самолете с ЖРД должны быть запасы не только горючего, но и окислителя. В соответствии с этим C_p определяется не по одному горючему, как в ТРД, а по всему топливу, включая и окислитель, расход которого в двигателе обычно значительно превышает расход горючего. Во-вторых, тем, что отношение скорости истечения газов из сопла ЖРД к скорости полета (при современных скоростях полета) очень велико и потери кинетической энергии с уходящими газами также велики (мал η_p).

С ростом скорости полета c_0 потеря кинетической энергии будет уменьшаться. Поэтому при дальнейшем увеличении скоростей полета ЖРД может найти широкое применение в авиации.

Удельная тяга ЖРД оказывает существенное влияние на дальность полета летательного аппарата с этим двигателем. Действительно, на одном и том же летательном аппарате при данном запасе топлива два двигателя, имеющие различную удельную тягу, но одинаковую полную тягу, будут работать разное время. Более продолжительное время будет работать двигатель с большей удельной тягой. Следовательно, и дальность полета летательного аппарата с этим двигателем будет больше (при прочих равных условиях).

Удельная тяга ЖРД на расчетном режиме работы может быть подсчитана по формуле

$$P_{уд} = \frac{c_4}{g},$$

а на нерасчетных режимах по формуле

$$P_{уд} = \frac{c_4}{g} + \frac{F_4}{G} (p_4 - p_H) = \frac{c_6}{g}.$$

Рассмотрим, от чего зависит величина удельной тяги ЖРД. Из выражения для термического к. п. д. (68) следует, что

$$P_{уд} = \sqrt{\frac{2}{Ag}} H_u \eta_u.$$

Таким образом, величина $P_{уд}$ определяется теплотворностью применяемого топлива и термическим к. п. д.

Наиболее эффективное средство увеличения $P_{уд}$ — увеличение теплотворности топлива. Однако при этом обычно увеличивается температура газа в камере и осложняется задача охлаждения двигателя.

Увеличение удельной тяги ЖРД возможно также за счет увеличения термического к. п. д. двигателя путем повышения полноты

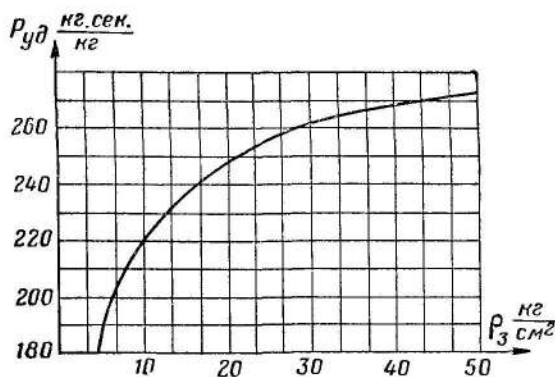


Рис. 188. График зависимости удельной тяги $P_{уд}$ от давления в камере сгорания p_z

выделения тепла в камере сгорания (повышения полноты сгорания и уменьшения диссоциации), увеличения степени расширения газа в сопле и уменьшения гидравлических сопротивлений в камере и главным образом в сопле.

от давления в камере сгорания p_z для топлива жидкий кислород +95% этилового спирта при условии полного сгорания и $p_4 = p_H = 1$ кг/см². Из рисунка следует, что с увеличением p_z удельная тяга возрастает. Объясняется это уменьшением потерь тепла в камере сгорания на диссоциацию и улучшением использования этого тепла за счет увеличения степени расширения газа в сопле. Таким образом, для увеличения $P_{уд}$ давление в камере желательно увеличивать.

В связи с вышесказанным $P_{уд}$ зависит от давления в камере сгорания.

Но при выборе p_z надо также принимать во внимание влияние его на вес двигательной установки и условия охлаждения двигателя. С ростом давления в камере сгорания соответственно возрастает и давление подачи топлива, что приводит к увеличению веса топливоподающей системы и веса всей двигательной установки. Кроме того, увеличивается теплоотдача от газа к стенкам и затрудняется охлаждение двигателя. Поэтому в современных ЖРД давление в камере выбирают в указанных выше пределах (20—30 кг/см²).

На рис. 188 дан график зависимости $P_{уд}$ от давления в камере сгорания p_z .

Увеличение η_i и $P_{уд}$ может быть достигнуто также за счет специального профилирования реактивного сопла, обеспечивающего осевое или близкое к нему направление потока на выходе из сопла.

Правильный выбор соотношения между окислителем и горючим в топливе также позволяет повысить величину удельной тяги. Соотношение между окислителем и горючим в топливе ЖРД принято характеризовать коэффициентом избытка окислителя α , под которым понимается отношение действительного количества окислителя, приходящегося на 1 кг горючего, к теоретически необходи-

мому его количеству для полного сгорания 1 кг горючего. Как показывают эксперименты, максимальная удельная тяга получается при $\alpha = 0,7 \div 0,9$ (для применяемых в настоящее время топлив).

Выше было показано, что экономичность ЖРД характеризуется величиной его удельной тяги. В связи с этим остановимся на несколько особой роли, которую играют к. п. д. жидкостных ракетных двигателей.

При обычно применяемых в ЖРД топливах, как уже указывалось, с ростом теплотворности возрастает и температура газа в камере сгорания. Это приводит к увеличению степени диссоциации продуктов сгорания и к уменьшению термического к. п. д. Тяговый к. п. д. в этом случае также уменьшается (за счет уменьшения $\frac{c_0}{c_b}$, см. рис.186). Из этого, однако, нельзя делать вывод о нецелесообразности увеличения теплотворности топлива, ибо, несмотря на уменьшение η_i и η_p , удельная тяга двигателя при этом возрастает, улучшается его экономичность, увеличивается дальность полета летательного аппарата. С уменьшением H_u увеличивается термический к. п. д. и при современных скоростях полета возрастает тяговый к. п. д. (вследствие увеличения отношения $\frac{c_0}{c_b}$ — за счет падения c_b). Однако удельная тяга при этом уменьшается, т. е. ухудшается экономичность двигателя.

Таким образом к. п. д. жидкостных ракетных двигателей, работающих на топливах с различной теплотворностью, характеризуют лишь совершенство отдельных процессов в ЖРД, но не экономичность двигателя.

Топлива для ЖРД

В качестве топлив для ЖРД могут применяться различные комбинации окислителей и горючих. Каждая конструкция ЖРД рассчитана на применение лишь одной какой-либо комбинации.

Рассмотрим, каким требованиям должно удовлетворять топливо ЖРД. К топливам ЖРД предъявляются весьма разносторонние требования, основными из которых являются следующие:

— высокая теплотворность топлива (смеси окислителя и горючего), ибо от ее величины, как говорилось выше, зависит $P_{уд}$, т. е. экономичность двигателя;

— возможно больший удельный вес, поскольку при увеличении его возрастает вес топлива, размещаемого на летательном аппарате в баках определенной емкости, что увеличивает дальность полета;

— возможно более низкая температура горения, так как это облегчает охлаждение двигателя и уменьшает потери тепла на диссоциацию;

— возможность использования компонентов топлива для охлаждения камеры двигателя.

Кроме того, компоненты топлива для ЖРД должны иметь удовлетворительные качества как с точки зрения обеспечения нор-

мального протекания рабочего процесса двигателя (воспламеняемость, скорость сгорания и т. д.), так и с точки зрения производства, хранения и эксплуатации.

Топлива для ЖРД могут состоять из одного жидкого компонента, одного жидкого и одного твердого и из двух и более жидких компонентов. В подавляющем большинстве для современных ЖРД используют топлива, состоящие из двух жидких компонентов: горючего и окислителя.

Топлива ЖРД могут быть самовоспламеняющимися и несамовоспламеняющимися. Самовоспламеняющимися называются такие топлива, компоненты которых при впрыскивании в камеру сгорания воспламеняются вследствие возникающей химической реакции (через несколько сотых долей секунды после соприкосновения друг с другом) и не требуют какого-либо дополнительного зажигания. Компоненты несамовоспламеняющихся топлив при соприкосновении не воспламеняются (или воспламеняются через продолжительное время) и поэтому требуют постороннего зажигания. На практике применяются как те, так и другие топлива.

Особенности того или иного топлива для ЖРД определяются прежде всего окислителем, входящим в его состав. Основными окислителями, нашедшими применение в ЖРД, являются жидкий кислород, азотная кислота и перекись водорода.

Теплотворность применяемых в настоящее время топлив достигает примерно $2300 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$ *. Увеличение теплотворности топлива весьма желательно с точки зрения повышения удельной тяги двигателя. Оно может быть достигнуто как улучшением существующих, так и применением новых окислителей и горючих.

Камера сгорания ЖРД

Камера сгорания — основной рабочий элемент ЖРД. Совершенство процессов, протекающих в ней, оказывает решающее влияние на экономичность двигателя.

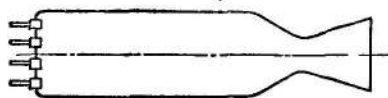
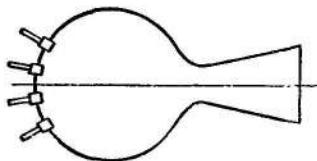


Рис. 189. Схемы камер сгорания ЖРД

В настоящее время в ЖРД применяются почти исключительно прямоточные камеры сгорания, в которых общее движение топлива от форсунок к соплу происходит все время в одну сторону, без поворотов.

Наиболее часто встречаются камеры сгорания цилиндрической или сферической формы (рис. 189). Для обеспечения высокой полноты сгорания топлива в таких камерах очень большое значение

* Для сравнения укажем, что теплотворность бензино-воздушной смеси составляет всего лишь около $700 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$.

имеет качество первоначального смешения компонентов топлива непосредственно после впрыска их в камеру. Качество же смешения определяется главным образом числом и расположением форсунок. Увеличение числа форсунок положительно сказывается на полноте сгорания топлива, ибо улучшает равномерность распределения компонентов по сечению камеры, уменьшает размеры элементарных объемов паров окислителя и горючего, увеличивает площадь их соприкосновения.

Поэтому в больших двигателях насчитываются сотни форсунок. Практически по конструктивным соображениям число форсунок ограничивают. Форсунки во избежание засорения должны иметь не слишком малые проходные сечения.

Расположение форсунок горючего и окислителя должно обеспечивать наилучшее перемешивание обоих компонентов. У стенки камеры располагают преимущественно форсунки горючего для защиты стенок от окисления.

В ЖРД применяются центробежные форсунки и струйные (простые отверстия). Струйные форсунки обычно применяются для самовоспламеняющихся топлив (они обеспечивают большую площадь соприкосновения горючего и окислителя в жидкой фазе и большую полноту сгорания).

Течение газа в реактивном сопле ЖРД

Реактивное сопло ЖРД предназначено для преобразования части тепловой энергии продуктов сгорания в кинетическую энергию струи. Степень расширения газа в реактивном сопле ЖРД на всех рабочих режимах значительно превышает критическую * и, следовательно, скорость истечения газа из сопла превышает скорость звука. Поэтому реактивные сопла ЖРД всегда имеют сужающийся и расширяющийся участки, т. е. имеют форму сопла Лаваля (рис. 190).

Входной (докритический) и выходной (закритический) участки сопла обычно имеют форму конусов с прямолинейной образующей и углами 2β и 2α (см. рис. 190).

Течение газа в реактивном сопле ЖРД, помимо трения, имеющегося во всяких каналах, сопровождается рядом дополнительных явлений. Между потоком газа и стенками сопла происходит интенсивный теплообмен, приводящий к отводу тепла от продуктов сгорания. В то же время горение топлива, не закончившееся в камере сгорания, частично продолжается в сопле

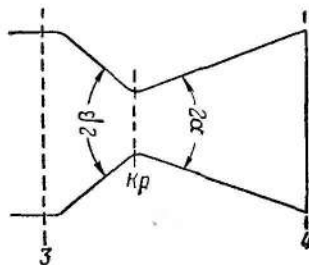


Рис. 190. Схема реактивного сопла ЖРД по форме сопла Лаваля

* Критической называется такая степень расширения, при которой на выходе из сужающегося сопла достигается скорость истечения, равная местной скорости звука в газе.

и сопровождается выделением тепла. Кроме того, понижение температуры приводит к уменьшению степени диссоциации газов, к изменению их состава и подводу тепла за счет ассоциации молекул.

Характеристики ЖРД

Характеристиками ЖРД называются кривые зависимости тяги и удельной тяги от скорости, высоты полета, а также от режима работы двигателя, характеризующегося расходом топлива или давлением в камере. Первые из этих характеристик называются скоростными, вторые — высотными, третьи — расходными.

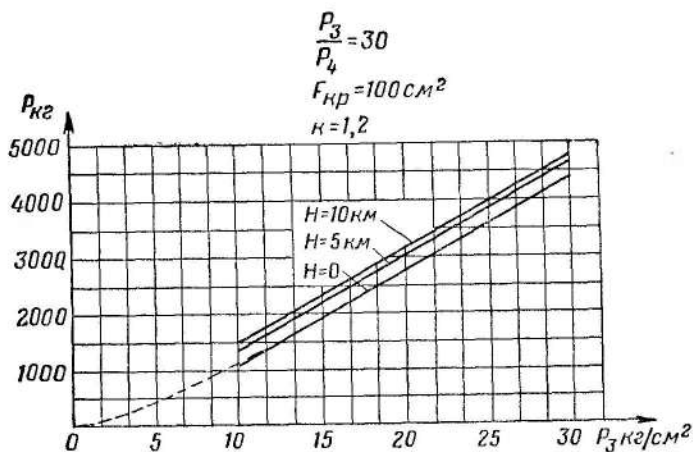


Рис. 191. Расходные характеристики ЖРД

Поскольку процессы, протекающие в камере сгорания и в реактивном сопле ЖРД, не зависят от скорости полета, тяга и удельная тяга также не зависят от скорости полета. Поэтому мы рассмотрим лишь высотные и расходные характеристики ЖРД.

Высотные характеристики (зависимость P и $P_{уд}$ от высоты полета) строятся для различных постоянных значений p_z или G .

Расходные характеристики (характеристики ЖРД по расходу топлива) строятся для различных постоянных значений высоты полета. Они могут быть построены, как указывалось, по расходу топлива и давлению в камере. Вид характеристик при этом не меняется, поскольку расход топлива можно считать пропорциональным давлению в камере. Эта пропорциональность нарушается только при очень сильном уменьшении расхода (главным образом за счет ухудшения распыления топлива и уменьшения полноты его сгорания).

На рис. 191—195 представлены расходные и высотные характеристики ЖРД, полученные расчетным путем. Из рис. 191 и 192

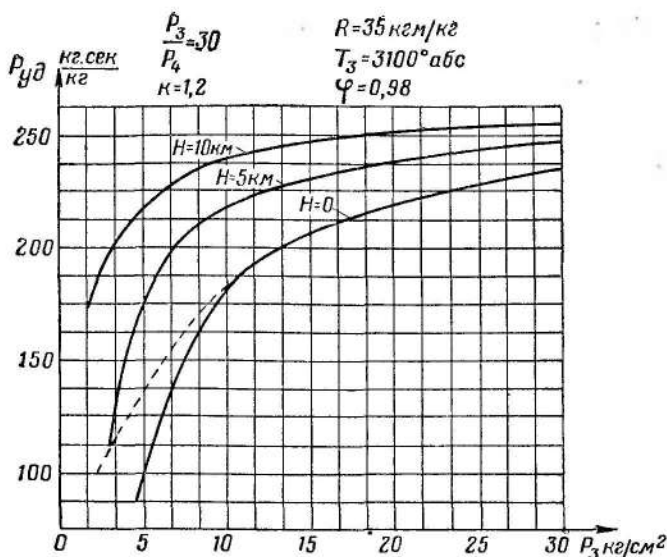


Рис. 192. График зависимости удельной тяги ЖРД от давления в камере сгорания

следует, что тяга и удельная тяга двигателя увеличиваются при увеличении давления в камере сгорания. При этом удельная тяга увеличивается за счет роста скорости истечения c_b , а тяга — еще и за счет увеличения массы отбрасываемого газа.

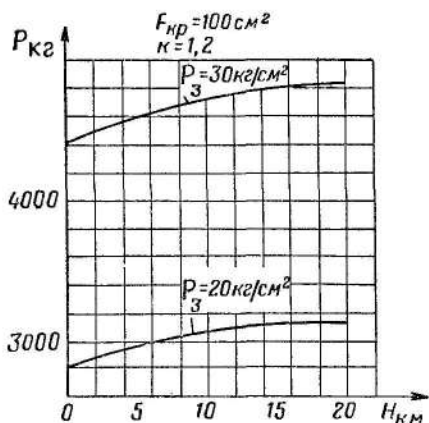


Рис. 193. Высотные характеристики ЖРД

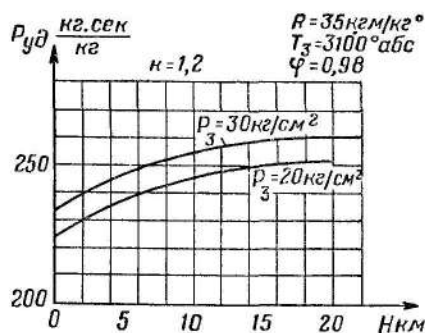


Рис. 194. График зависимости удельной тяги ЖРД от высоты полета

При падении давления в камере уменьшается и давление в реактивном сопле, поэтому часть стенки сопла оказывается в зоне разрежения, что уменьшает тягу двигателя. При некотором уменьшении p_3 в сопле наступает отрыв потока от стенок. Отрыв потока

уменьшает площадь стенки сопла, находящейся в зоне разрежения, и увеличивает тягу двигателя.

Участки расходных характеристик, вычисленные с учетом отрыва потока, показаны на рис. 191 и 192 пунктиром (принято, что

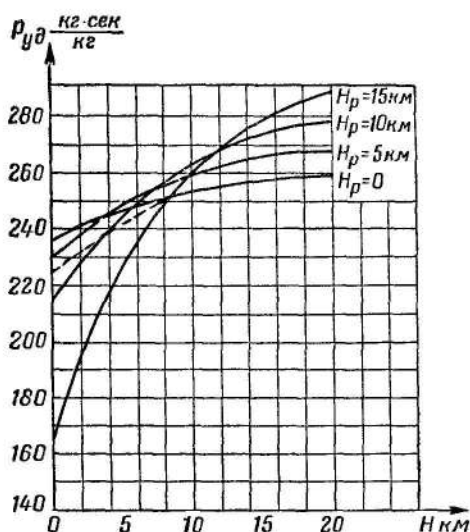


Рис. 195. График зависимости удельной тяги ЖРД (с соплами, рассчитанными на разные расчетные высоты) от высоты полета

На рис. 195 показаны зависимости $P_{уд}$ жидкостных ракетных двигателей, имеющих реактивные сопла с разными расчетными высотами, от высоты полета. Из рисунка следует, что с увеличением расчетной высоты удельная тяга двигателя на земле уменьшается, а возрастание ее по высоте становится более интенсивным.

При построении высотной характеристики ЖРД с соплом, рассчитанным на высоту, превышающую примерно 5 км, следует иметь в виду, что на земле и на малых высотах в сопле может наблюдаться отрыв потока, улучшающий характеристику двигателя. Пунктиром на рис. 195 показан участок высотной характеристики ЖРД с учетом отрыва потока. Как видно из рисунка, отрыв потока заметно улучшает характеристику ЖРД.

Из рис. 193—195 следует, что высотные характеристики у ЖРД более благоприятны, чем у других авиационных двигателей, так как сила тяги у них не только не уменьшается с высотой, а даже растет.

Таким образом, ЖРД является не только двигателем для получения больших скоростей полета, но и для полетов на больших высотах.

давление на стенку сопла в месте отрыва потока $p_{отр} = 0,4 p_H$, а давление на стенку сопла за местом отрыва равно атмосферному).

Из рис. 193 и 194 следует, что P и $P_{уд}$ жидкостных ракетных двигателей при постоянном расходе топлива увеличиваются с поднятием на высоту. Это объясняется уменьшением давления на внешнюю поверхность двигателя при неизменном распределении давления на внутреннюю поверхность.

Характер протекания (вид кривых) высотных характеристик ЖРД зависит от расчетных высот реактивных сопел, т. е. от высот полета, на которых сопла двигателей работают на расчетном режиме $p_4 = p_H$.