

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)» (СГАУ)

В.С. КУЗЬМИЧЕВ, И.Н. КРУПЕНИЧ

КОМБИНИРОВАННЫЕ ДВИГАТЕЛИ

ТЕКСТ ЛЕКЦИЙ

электронный ресурс

САМАРА 2013

УДК 621.431.75
К 63

Авторы –составители: Кузьмичев Венедикт Степанович,
Крупенич Илья Николаевич

Комбинированные двигатели[Электронный ресурс] : курс модернизированных лекций /М-во образования и науки РФ, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т); авт. – сост.: В. С. Кузьмичев, И. Н. Крупенич. – Электрон. текстовые и граф. дан. (2,2 Мб).- Самара, 2013.-1 эл. опт. диск (CD-ROM).

В состав курса входят:

1. Текст лекций.
- 2.Контрольные вопросы.

Курс лекций предназначен для подготовки студентов факультета ДЛА, обучающихся по специальности 160700.65 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей», изучающих дисциплину «Комбинированные двигатели» в 8 семестре.
Курс лекций разработан на кафедре ТДЛА.

1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ, СХЕМЫ И УДЕЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

1.1. ТУРБОРЕАКТИВНЫЕ ДВИГАТЕЛИ ТРДД И ТРД

Основные узлы ТРДД и характерные сечения проточной части. На рис. 1.1 приведена типичная схема двухконтурного двигателя, на которой показаны следующие основные узлы: воздухозаборник, или входное устройство ВУ, компрессор низкого давления кНД, или вентилятор В, компрессор высокого давления кВД, камера сгорания КС, турбина высокого тВД и низкого тНД давления, наружный канал (кан) и реактивные сопла внутреннего СI и наружного СII контуров. Вентилятор и турбину НД называют *турбовентилятором* (или *турбокомпрессором* НД). Компрессор ВД, камеру сгорания и турбину ВД называют *газогенератором*. Газогенератор и турбовентилятор, взятые вместе, называют *турбокомпрессором*.

Входное устройство служит для частичного преобразования кинетической энергии воздушного потока, поступающего в двигатель при движении летательного аппарата, в потенциальную энергию сжатого воздуха и для подвода его к компрессору. *Компрессор* служит для подвода механической энергии к воздушному потоку и преобразования ее в потенциальную энергию сжатого воздуха. В *камере сгорания* химическая энергия топлива преобразуется в тепловую и осуществляется подвод ее к воздушному потоку, т.е. обеспечивается повышение температуры *рабочего тела* (рабочим телом называют воздушно-газовый поток, проходящий через двигатель). *Турбина* служит для привода компрессора и вентилятора. *Канал* предназначен для подвода воздушного потока, выходящего из вентилятора, к наружному соплу. *Сопла* служат для преобразования тепловой и потенциальной энергии рабочего тела в кинетическую энергию струи, вытекающей из двигателя.

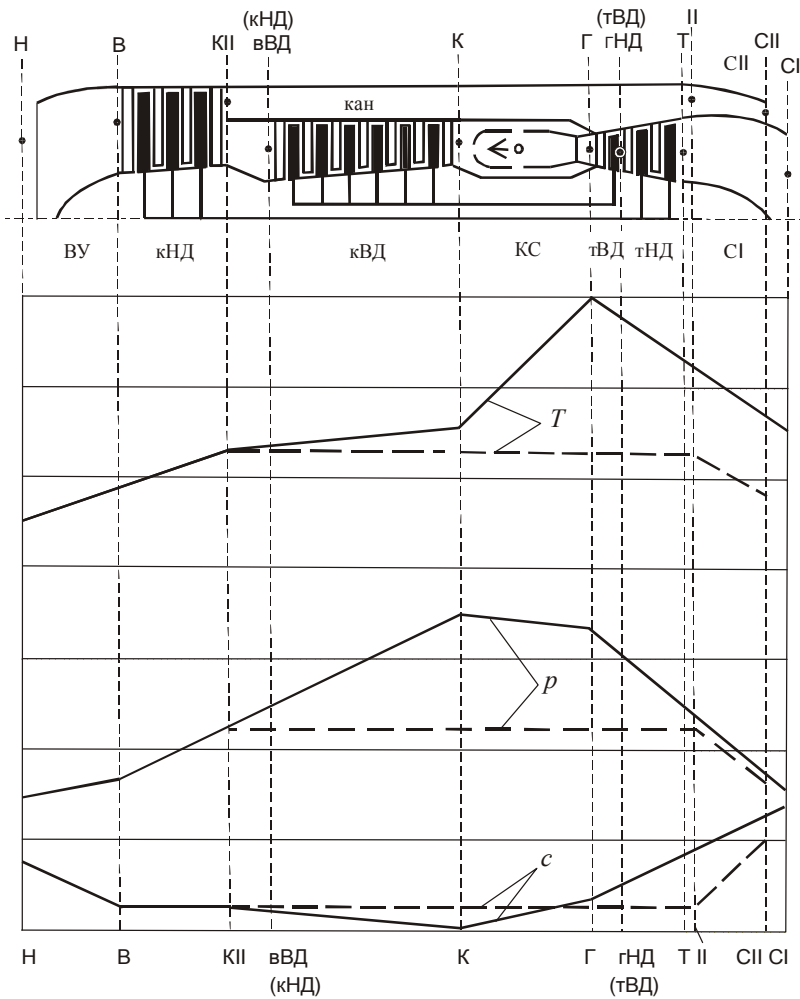


Рис. 1.1. Схема двухвального ТРД с разделным истечением потоков и изменение параметров рабочего тела в проточной части контура:

— — внутреннего; - - - — наружного

Сечения на входе и выходе каждого узла обозначаются следующими буквами шрифта Arial:

- Н – сечение невозмущенного потока перед двигателем;
- В – на выходе из воздухозаборника (на входе в компрессор);
- К – на выходе из компрессора (на входе в камеру сгорания);
- Г – на выходе из камеры сгорания (на входе в турбину);
- Т – на выходе из турбины (на входе в сопло);
- П – на выходе из наружного канала (на входе в сопло);
- С – на выходе из сопла;
- С.КР – критическое (минимальное) сечение сопла.

Сечение между компрессорами НД и ВД обозначается **ВДД** (кНД), а между турбинами ВД и НД – **ГНД** (тВД). Параметры наружного контура обозначаются индексом П, а внутреннего – I.

ТРДД – сложный двигатель. Другие типы двигателей можно рассматривать как его частные случаи. Например, одновальный ТРД (рис. 1.2) является по существу газогенератором ТРДД. А если из схемы одновального ТРД исключить компрессор и турбину, то получим прямоточный двигатель ПВРД (рис. 1.3).

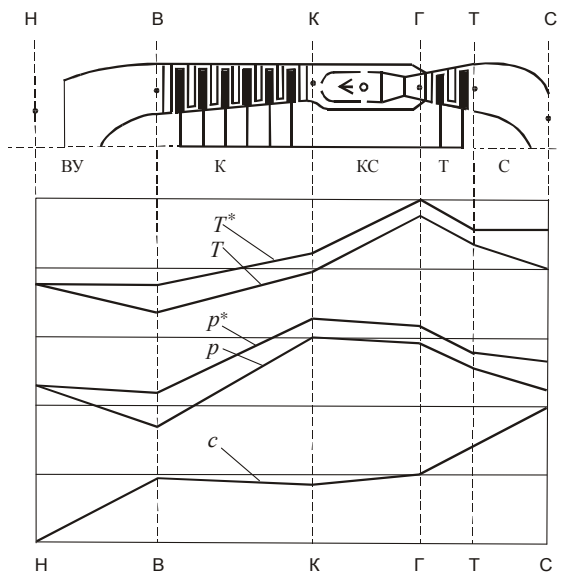


Рис. 1.2. Схема одновального ТРД и изменение параметров рабочего тела в проточной части при $M_{II} = 0$

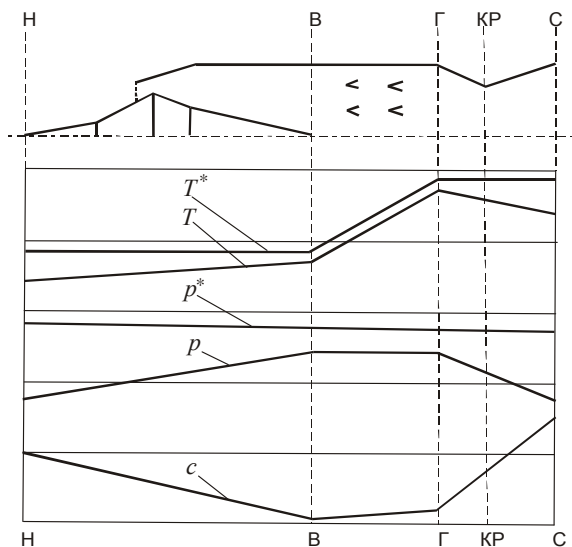


Рис. 1.3. Схема ПВРД и изменение параметров рабочего тела в проточной части

Изменение параметров рабочего тела (T^* , p^* , T , p , c) в проточной части основных узлов двигателя. Уравнение энергии. Процессы сжатия воздуха в воздухозаборнике и компрессоре, подвода тепла к рабочему телу в камере сгорания и расширения газа в турбине и канале сопла весьма сложные. Они сопровождаются трением, завихрениями, отрывом потока от стенок. Поэтому параметры рабочего тела (например, температура газа) в каждом сечении двигателя обычно непостоянные, а вдоль проточной части они могут изменяться скачкообразно (например, в сверхзвуковом воздухозаборнике). Однако в теории воздушно-реактивных двигателей рассматриваются осредненные значения параметров в каждом характерном сечении двигателя, а изменение их от сечения к сечению обычно описывается ломаной линией.

Изменение температуры рабочего тела в проточной части двигателя целесообразно определять с помощью **уравнения энергии** в форме теплосодержания [1]. Запишем его вначале для двух произвольных сечений $1-1$ и $2-2$ (рис. 1.4) в расчете на 1 кг рабочего тела (изменением массы и свойств газа пренебрегаем):

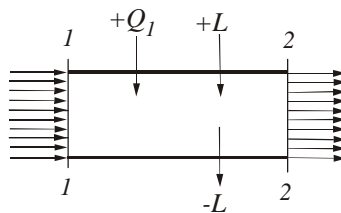


Рис. 1.4. К уравнению энергии

$$c_p T_1 + \frac{c_1^2}{2} + Q_1 \pm L = c_p T_2 + \frac{c_2^2}{2}, \quad (1.1)$$

где $c_p T$ – теплосодержание, или энтальпия рабочего тела (произведение средней теплоемкости на температуру); c – скорость потока; Q_1 – подведенное тепло; L – подведенная (+) или отведенная (–) работа.

Сумма энтальпии и кинетической энергии $c_p T^*$ и называется **полной энтальпией**, а величина T^* – **полной (или заторможенной) температурой**. Тогда уравнение (1.1) можно записать в таком виде:

$$c_p T_1^* + Q_1 \pm L = c_p T_2^*. \quad (1.1a)$$

Проанализируем уравнение теплосодержания применительно к узлам ТРДД, ТРД и ПВРД.

Для входного устройства $L = 0$ (механическая работа не подводится и не отводится) и $Q_1 = 0$ (тепло не подводится, потерями тепла через стенки пренебрегаем). Тогда для сечений Н и В получим

$$c_p T_H + \frac{V_H^2}{2} = c_p T_B + \frac{c_B^2}{2} = c_p T_H^* = c_p T_B^*. \quad (1.1б)$$

Полная энтальпия и полная температура в воздухозаборнике не изменяются. Полное давление в идеальном случае также сохраняется постоянным, но в действительности оно снижается по длине воздухозаборника под влиянием гидравлических потерь.

Соотношение скоростей потока в сечениях В и Н, а следовательно, соотношение статических параметров зависит от режимов полета самолета и от работы двигателя. Если скорость воздушного потока перед компрессором меньше скорости полета ($c_B < V_H$), то статическая температура согласно уравнению (1.1б) увеличивается ($T_B > T_H$). Соответственно увеличивается и статическое давление ($p_B > p_H$). Такое изменение параметров характерно, например, для крейсерского режима длительной работы в расчетных условиях полета (см. рис. 1.1 и 1.3). Если $c_B > V_H$, т.е. во входном устройстве происходит разгон потока, в том числе в стартовых условиях при $V_H = 0$, то давление и температура снижаются ($p_B < p_H$; $T_B < T_H$), см. рис. 1.2.

Для компрессора уравнение энергии (1.1a), выраженное через полную энтальпию в сечениях В и К (см. рис. 1.2), имеет вид

$$c_p T_B^* + L_K = c_p T_K^*, \quad (1.1в)$$

где L_k – удельная работа сжатия воздуха в компрессоре, которую обычно называют работой компрессора.

Так как механическая энергия подводится к рабочему телу ($L_k > 0$), то его полная температура повышается ($T_k^* > T_B^*$). Соответственно изменяется полное давление $p_k^* > p_B^*$ (его называют также заторможенным). Аналогично повышаются статические температура и давление рабочего тела. Скорость потока к сечению К снижается, что обеспечивается выбором площадей сечений проточной части при проектировании компрессора.

Для камеры сгорания уравнение (1.1а) преобразуется в элементарное уравнение теплового баланса

$$c_p T_k^* + Q_1 = c_{p2} T_\Gamma^*, \quad (1.1г)$$

из которого видно, что при $Q_1 > 0$ имеем $T_\Gamma^* > T_k^*$. ТРДД, как и другие воздушно-реактивные двигатели, работает по термодинамическому циклу с подводом тепла при $p = \text{const}$ (по циклу Брайтона). Но это не означает, что давление в камере сгорания сохраняется строго постоянным. В действительности и полное, и статическое давления по длине камеры сгорания несколько снижаются вследствие влияния гидравлических потерь и подвода тепла.

По тем же причинам скорость потока в сечении Г на выходе из камеры сгорания увеличивается по сравнению с ее значением на входе в камеру сгорания.

Для турбины (см. рис. 1.2) уравнение энергии имеет вид

$$c_{p2} T_\Gamma^* - L_T = c_{p2} T_T^*, \quad (1.1д)$$

где L_T – удельная работа расширения газа в турбине (работа турбины).

Из (1.1д) следует, что полная температура в турбине снижается, так как энергия отводится от рабочего тела (газ совершает работу). Соответственно снижаются полное давление, а также статические температура и давление рабочего тела. Скорость газового потока по длине турбины повышается.

Для сопла уравнение энергии (1.1) принимает вид, аналогичный уравнению (1.1б):

$$c_{p2} T_\Gamma + \frac{c_\Gamma^2}{2} = c_{p2} T_c + \frac{c_c^2}{2} = c_{p2} T_\Gamma^* = c_{p2} T_c^*. \quad (1.1е)$$

Скорость потока по длине сопла увеличивается; следовательно, температура T и давление p рабочего тела снижаются, T^* и p^* изменяются так же, как и по длине воздухозаборника (см. рис. 1.2 или 1.3).

Принцип действия ПВРД, ТРД и ТРДД. Итак, рабочий процесс рассматриваемых двигателей складывается из процессов сжатия во входном

устройстве и компрессоре, подвода тепла в камере сгорания, расширения в турбине и в канале сопла. *Хотя процесс расширения противоположен процессу сжатия, однако благодаря более высокой температуре рабочего тела, при которой он совершается, в двигателе обеспечивается увеличение скорости истечения газа из сопла по сравнению со скоростью полета. Таким образом, изменяется количество движения рабочего тела, проходящего через двигатель, что, согласно второму закону механики, сопровождается возникновением силы реакции, которая и используется как тяговое усилие – сила тяги.* В этом и заключается принцип действия двигателей прямой реакции, к которым относятся рассматриваемые двигатели.

Особенно четко прослеживается принцип действия этих двигателей на примере **прямоточного ВРД (ПВРД)**, у которого процессы сжатия и расширения совершаются практически при одинаковых перепадах давлений. Очевидно, что увеличение температуры рабочего тела в камере сгорания приводит к увеличению скорости его истечения c_c по сравнению с $V_{п}$. Процесс в ПВРД невозможен при $V_{п}=0$, и отсутствие стартовой тяги – главный недостаток этого двигателя.

В **турбореактивном двигателе (ТРД)** стартовая тяга обеспечивается с помощью турбокомпрессора (турбины и компрессора). Подчеркнем, что от рабочего тела в турбине отбирается столько же энергии, сколько ее подводится к рабочему телу в компрессоре. Однако **степень понижения давления в турбине $\pi_{т}^* = p_{г}^* / p_{т}^*$ меньше степени повышения давления в компрессоре $\pi_{к}^* = p_{к}^* / p_{в}^*$** (также благодаря более высокой температуре рабочего тела). Поэтому полное давление за турбиной выше полного давления перед компрессором ($p_{т}^* > p_{в}^*$) и соответственно статическое давление выше атмосферного ($p_{т} > p_{н}$) даже в стартовых условиях работы двигателя ($V_{п}=0$). *Следовательно, компрессор, камера сгорания и турбина генерируют газ высокого давления (поэтому они и называются газогенератором).*

Аналогичную функцию выполняет и газогенератор **двухконтурного двигателя**. Турбовентилятор предназначен для передачи энергии из внутреннего контура в наружный. (В турбине НД часть тепловой энергии преобразуется в механическую и подводится к вентилятору, с помощью которого эта энергия подводится к рабочему телу, в том числе проходящему через наружный контур.)

Таким образом, внесенная с топливом энергия подводится в ТРДД не только к воздуху, проходящему через основной контур, но и к дополнительной массе воздуха, проходящей через наружный контур. *Распределение энергии по большей массе рабочего тела – главная особенность ТРДД.* Распределение энергии зависит в основном от

степени двухконтурности $m = G_{II} / G_I$, т.е. от отношения расхода воздуха через наружный контур к расходу через внутренний контур. При уменьшении степени двухконтурности характеристики ТРДД приближаются к характеристикам ТРД. При $m = 0$ ТРДД преобразуется в ТРД, т.е. турбореактивный двигатель является частным случаем двухконтурного. Далее будет показано, что и турбовинтовой двигатель можно рассматривать как частный случай ТРДД с высокой степенью двухконтурности. Следовательно, двухконтурный двигатель можно рассматривать как общий тип ГТД.

Итак, принцип действия ТРД и ТРДД аналогичен принципу действия ПВРД. Наличие газогенератора обеспечивает турбореактивному двигателю стартовую тягу и более высокие тяговые и экономические характеристики на небольших скоростях полета по сравнению с характеристиками ПВРД. А благодаря распределению энергии по большей массе рабочего тела двухконтурный двигатель (по сравнению с одноконтурным) обеспечивает более высокую экономичность на указанных скоростях полета. В этом и заключается основное преимущество двухконтурных двигателей.

Применение ПВРД, ТРД и ТРДД. Прямоточные воздушно-реактивные двигатели применяются как силовые установки летательных аппаратов, главным образом военного назначения. На больших сверхзвуковых скоростях полета они имеют ряд принципиальных преимуществ перед другими ВРД. С применением водорода в качестве топлива этот двигатель может работать на гиперзвуковых скоростях полета. Поэтому ПВРД – двигатель будущего.

Турбореактивные двигатели широко применялись в качестве силовых установок самолетов. Например, на первом в мире отечественном пассажирском реактивном самолете Ту-104 эксплуатировался одновальный ТРД РД-3М.

По сравнению с поршневыми турбореактивные двигатели позволяют развить большую тягу, имеют меньшую удельную массу, для них характерно благоприятное изменение тяги по скорости полета. Этими основными преимуществами объясняется тот факт, что в пятидесятые годы в авиации на смену поршневым двигателям пришли реактивные. Низкая экономичность на дозвуковых скоростях полета – главный недостаток ТРД.

Двухконтурные двигатели как силовые установки магистральных самолетов вытеснили ТРД и получили в настоящее время наибольшее распространение. Широко применяются двигатели со степенью двухконтурности, изменяющейся в диапазоне от 2 до 10. В целях дальнейшего повышения экономичности разрабатываются ТРДД с $m = 15 \dots 20$, которые получили название двигателей со сверхбольшой степенью двухконтурности (ТРДДсв).

Схемы ТРДД. Двухконтурные двигатели выполняются в основном двухвальными, а также трехвальными. Наличие двух контуров, двух (или трех) каскадов компрессора и соответственно турбины обусловило многообразие схем рассматриваемых двигателей. Схему, приведенную на рис. 1.1 (двухвальный ТРДД с двухкаскадным компрессором и отдельным истечением потоков из наружного и внутреннего контуров), можно считать классической. По этой схеме выполнен первый в нашей стране двухконтурный двигатель Д-20П. Кроме того, применяются двигатели такой схемы со смешением потоков наружного и внутреннего контуров. По этой схеме выполнены, например, двигатели Д-30, Д-30КУ и Д-30КП (ОКБ П.А. Соловьева), которые эксплуатируются соответственно на самолетах Ту-134, Ил-62М и Ил-76.

Широкое распространение получили двухконтурные двухвальные двигатели со смешением потоков, с двухкаскадным компрессором и подпорными ступенями (рис. 1.5, а). По такой схеме выполнены двигатели НК-8-4, НК-8-2У и НК-86 (ОКБ Н.Д. Кузнецова), которые эксплуатируются на самолетах Ил-62, Ту-154 и Ил-86. По такой же схеме выполнен двигатель ПС-90А (ОКБ П.А. Соловьева), который эксплуатируется на самолетах Ту-204/214 и Ил-96-300. Применение подпорных ступеней объясняется в основном стремлением получить эффективные двигатели разной тяги на базе одного газогенератора.

На рис. 1.5, б показана схема трехвального ТРДД с трехкаскадным компрессором, в котором наиболее рационально решены проблемы, связанные с обеспечением устойчивой работы двигателя при высокой степени повышения давления в компрессоре. По этой схеме выполнены, например, двигатели Д-36, Д-436Т1 и Д-18Т (Запорожское МКБ "Прогресс"), которые эксплуатируются соответственно на самолетах Як-42, Ту-334 и Ан-124 ("Руслан"). Трехвальный ТРДД Д-18Т устанавливается также на грузовом самолете Ан-225 "Мрія" ("Мечта").

Двухконтурные двигатели с отдельным истечением потоков могут выполняться с коротким наружным контуром (см. рис. 1.5, в). Для всех перечисленных схем характерно переднее расположение вентилятора. В двухконтурных двигателях с задним расположением вентилятора (рис. 1.5, г) лопатки вентилятора наружного контура располагаются над лопатками отдельной турбины, образуя с ними одно целое – **турбовентиляторную приставку**. Такая приставка к одноконтурному ТРД преобразует его в двухконтурный. Двигатели с турбовентиляторной приставкой появились в пятидесятых годах на базе хорошо зарекомендовавших себя серийных ТРД. Они обеспечили существенное снижение удельного расхода топлива и повышение эффективности эксплуатации.

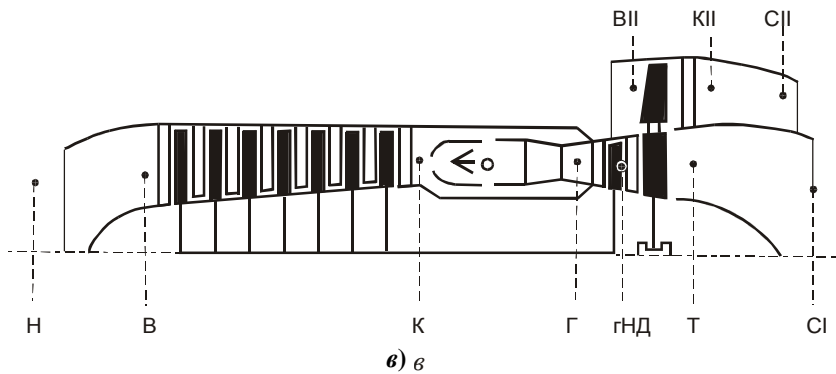
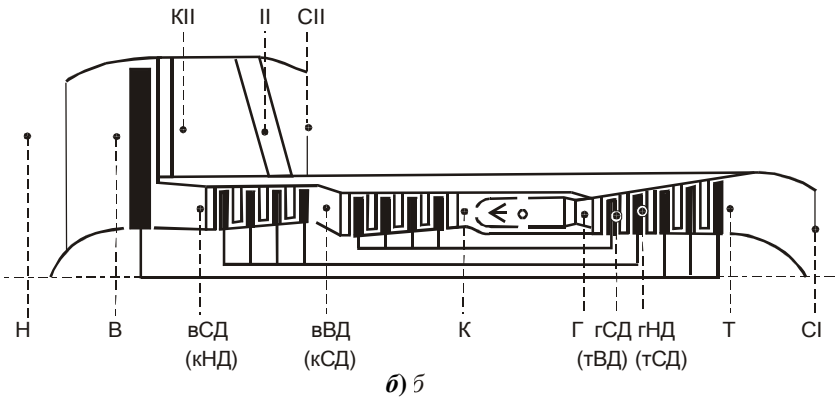
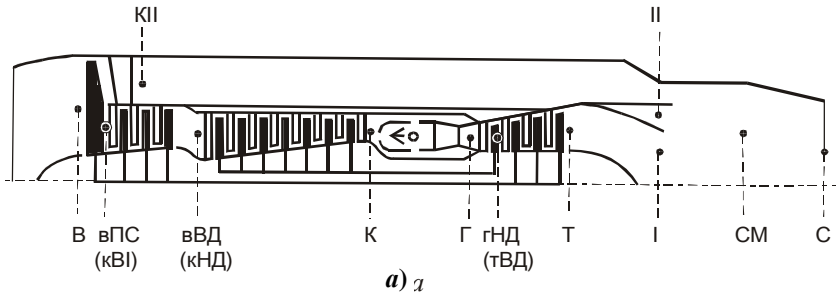


Рис. 1.5. Схемы ТРДД:
a – двухвального с подпорными ступенями и смешением потоков;
б – трехвального с коротким наружным каналом;
в – с задним расположением вентилятора

По одновальной схеме двухконтурные двигатели, как правило, не выполняются. Известны, однако, двигатели, например фирм SNECMA и "Турбомека" [8], выполненные по одновальной схеме. Это либо малоразмерные двигатели, либо двигатели с небольшой степенью двухконтурности и невысокой степенью повышения давления в компрессоре.

1.2. ТУРБОВИНТОВЫЕ (ТВД), ТУРБОВИНТОВЕНТИЛЯТОРНЫЕ (ТВВД) И ТУРБОВАЛЬНЫЕ (ТВад) ДВИГАТЕЛИ

Турбовинтовые, турбовинтовентиляторные и турбовальные двигатели – это такие тепловые машины, в которых большая часть полезной тепловой энергии преобразуется в турбине в механическую работу и отводится потребителю и на привод компрессора.

Если полезная мощность отводится на привод самолетного винта, то это **турбовинтовой** или **турбовинтовентиляторный двигатель**. **Винтовентилятором** называют высоконапорный винт, специально спрофилированный для эффективной работы при больших дозвуковых скоростях полета. В остальных случаях **двигатель турбовальный**. ТВад широко применяются в качестве силовых установок вертолетов, речных и морских судов, для наземного транспорта, на компрессорных газоперекачивающих станциях магистральных газопроводов, пиковых тепловых электростанциях, а также в качестве вспомогательных силовых установок (ВСУ), применяемых на современных самолетах и вертолетах для пуска основных двигателей, питания систем кондиционирования, привода электрогенератора и другого вспомогательного оборудования (ВСУ состоит из малоразмерного ТВад и агрегатов для отбора от него механической энергии или сжатого воздуха).

Следовательно, по назначению ТВД (ТВВД) является частным случаем турбовального двигателя.

Принцип действия ТВД и изменение параметров рабочего тела по длине проточной части (рис. 1.6) аналогичны принципу действия и изменению параметров рабочего тела основного (внутреннего) контура ТРДД. Но в ТВД часть механической энергии, отбираемой от турбины, передается не в наружный контур, а на привод воздушного винта (через редуктор), с помощью которого образуется тяга. Винт в данном случае играет роль вентилятора наружного контура, и турбовинтовой двигатель, следовательно, можно рассматривать как частный случай ТРДД с высокой степенью двухконтурности ($m = 25 \dots 100$).

Силовая установка самолета с ТВД состоит из трех агрегатов: винта, редуктора и собственно двигателя. Тяга развивается главным образом винтом

(90 % и более) и только небольшая ее часть – собственно двигателем. Таким образом, ТВД с винтом является силовой установкой смешанной тяги.

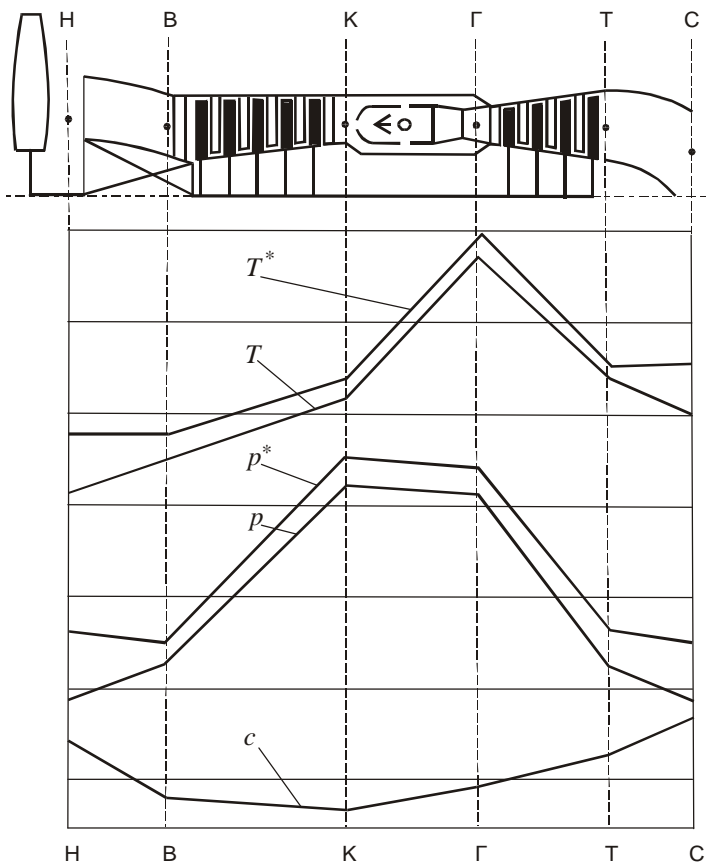


Рис. 1.6. Схема одновального ТВД и изменение параметров рабочего тела в проточной части при $c_v < V_{II}$

ТВВД по принципу действия не отличается от ТВД. По принципу действия турбовальный двигатель является частным случаем ТВД. В этом случае вся полезно используемая тепловая энергия преобразуется в турбине в механическую работу. Выходное устройство такого двигателя выполняется диффузорным, что и позволяет наиболее полно осуществить указанное преобразование энергии и уменьшить потери кинетической энергии с выхлопными газами. Статическое давление и температура рабочего тела в

выходном устройстве увеличиваются, а скорость снижается (рис. 1.7). Турбовальный двигатель, следовательно, *нереактивный*.

Принцип действия ТВД, ТВВД и ТВаД одинаковый. Поэтому в дальнейшем во многих случаях *турбовинтовым двигателем называются все три разновидности* этого типа двигателя.

На рис. 1.6 и 1.7 приведены типичные схемы ТВД и ТВаД: *одновального ТВД и двухвального ТВаД со свободной турбиной*. Первая схема наиболее характерна для двигателей, служащих силовыми установками самолетов. По этой схеме выполнен, например, самый мощный в мире турбовинтовой двигатель НК-12МВ, который устанавливался, в частности, на самолетах Ту-114.

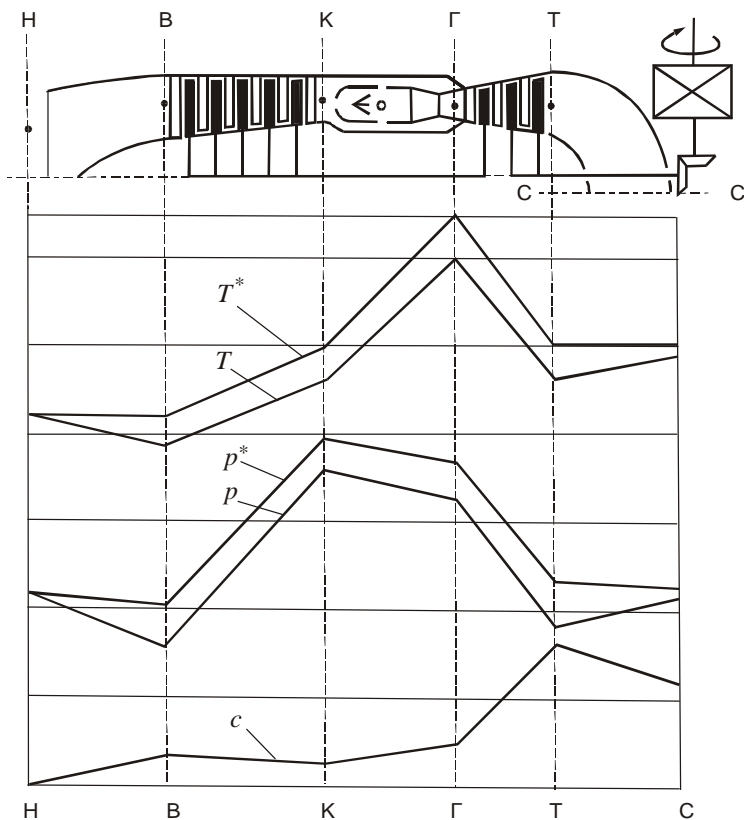


Рис. 1.7. Схема турбовального двигателя со свободной турбиной и изменение параметров рабочего тела в проточной части при $M_n = 0$

По второй схеме в основном выполняются ТВаД, служащие как силовые установки (СУ) вертолетов, морских и речных судов, а также промышленные СУ. По этой схеме выполнен, например, двигатель Д-25В, который эксплуатируется на вертолете Ми-6 (четверть века он был непревзойденным по мощности).

Схема ТВаД со свободной турбиной, выходной вал которой выводится вперед, универсальная; применяется на двигателях, которые эксплуатируются как на вертолетах, так и на самолетах.

ТВД как СУ самолетов выполняются, кроме того, по двухвальной схеме с двухкаскадным компрессором (рис. 1.8). В этом случае мощность на привод винта отбирается от турбины низкого давления, которая приводит также компрессор низкого давления.

Появились также *трехвальные ТВаД с двухкаскадным компрессором и свободной турбиной* (рис. 1.9). По такой схеме выполнен двигатель Д-136, который эксплуатируется на самом большом в мире вертолете Ми-26. В системе двухкаскадного компрессора проще решается проблема обеспечения его устойчивой работы.

Турбовальные малоразмерные двигатели, особенно ВСУ, выполняются по различным схемам. Их многосхемность является следствием небольшого расхода рабочего тела (1 ... 5 кг/с и меньше). Осевые компрессоры с таким расходом воздуха имели бы недопустимо малую высоту лопатки последней ступени, что привело бы к увеличению относительного радиального зазора и потерь в нем. Поэтому малоразмерные двигатели в большинстве случаев выполняются с центробежными и осецентрибеж-

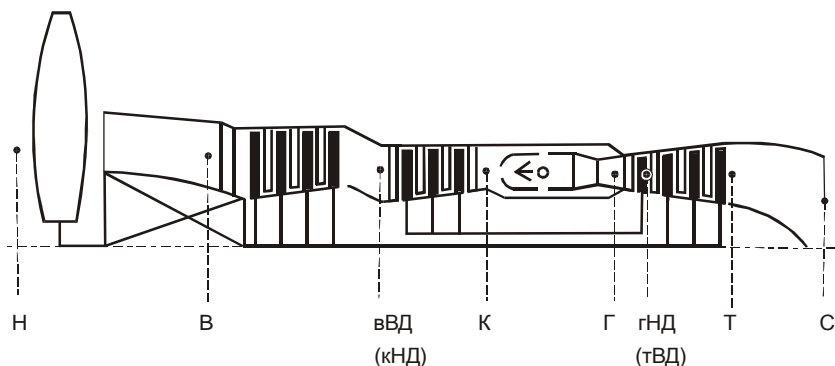


Рис. 1.8. Схема двухвального ТВД с двухкаскадным компрессором

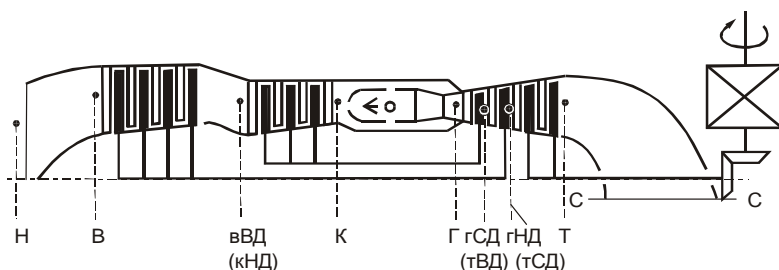


Рис. 1.9. Схема трехвального ТВаД с двухкаскадным компрессором и свободной турбиной

ными компрессорами, в которых направление движения потока изменяется на 90° . При небольшом расходе воздуха направление движения потока легко изменить на 180° и даже на 360° без больших потерь полного давления. Это обусловило применение петлевых и противоточных камер сгорания, что позволило уменьшить длину двигателя, сделать конструкцию компактной, а следовательно, более жесткой. Некоторые схемы вспомогательных силовых установок, которые служат для отбора механической энергии (например, для привода генератора) и сжатого воздуха и называются *универсальными*, приведены на рис. 1.10.

На рис. 1.10, *а* показана схема одновальной ВСУ с центробежным компрессором, петлевой камерой сгорания и осевой турбиной. Она выполнена по схеме с дополнительным компрессором, который применяется специально для подачи потребителю сжатого воздуха. Получили распространение ВСУ, служащие только для отбора механической энергии; в этом случае в схеме отсутствуют дополнительный компрессор и трубопроводы для отбора воздуха.

Схема универсальной одновальной ВСУ с двухступенчатым центробежным компрессором, тангенциальной индивидуальной трубчатой камерой сгорания и центростремительной турбиной показана на рис. 1.10, *б*. Такая ВСУ служит для привода электрогенератора (на схеме он не показан) и отбора сжатого воздуха на участке между компрессором и камерой сгорания.

В последнее время предъявляются более жесткие требования к экономичности ВСУ, что привело к усложнению их схем. Появились двухвальные ВСУ с двухкаскадным компрессором (рис. 1.10, *в*). В приведенном на схеме случае воздух отбирается за компрессором НД, а мощность – от каскада ВД. Сопловой аппарат турбины НД выполняется регулируемым, чтобы обеспечить отбор мощности при постоянной частоте вращения ротора ВД.

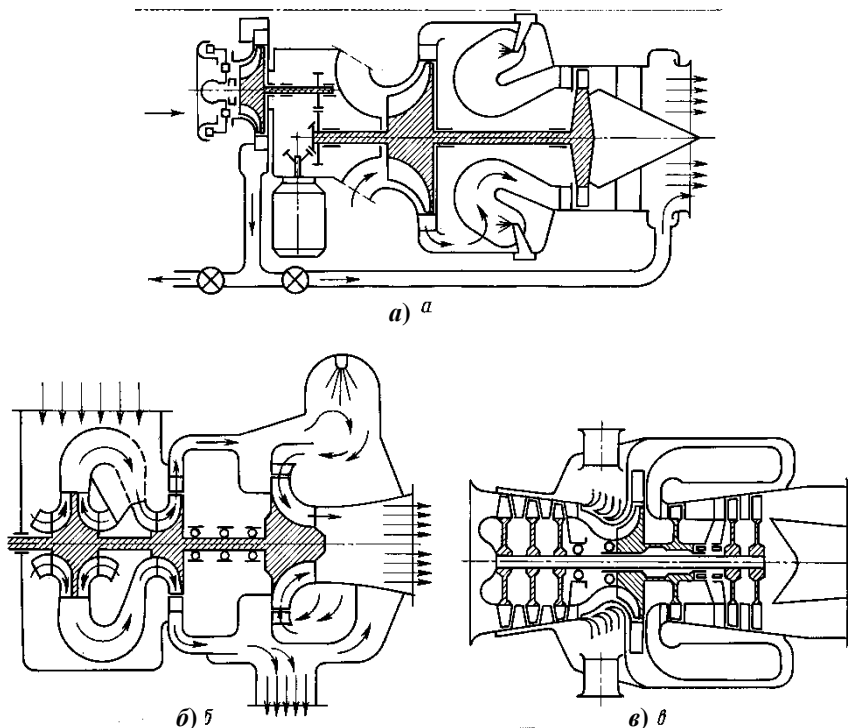


Рис. 1.10. Схемы вспомогательных силовых установок:

- а* – с одноступенчатым центробежным компрессором и петлевой камерой сгорания;
- б* – с двухступенчатым центробежным компрессором, центростремительной турбиной и индивидуальной трубчатой тангенциальной камерой сгорания;
- в* – с двухкаскадным компрессором и противоточной камерой сгорания

Главное преимущество турбовинтовых двигателей перед ТРД и ТРДД – значительно меньший расход топлива на небольших дозвуковых скоростях полета ($V_{п} = 500 \dots 650$ км/ч), а недостаток – снижение КПД воздушного винта на высоких дозвуковых скоростях полета ($V_{п} > 700$ км/ч), что делает применение ТВД неэффективным. Кроме того, силовая установка с ТВД более сложная, поскольку включает еще винт и редуктор. Наконец, такая силовая установка является источником недопустимо высокого (по современным нормам) уровня шума. Все это и обусловило необходимость замены турбовинтовых двигателей двухконтурными на всех магистральных самолетах, а также на некоторых самолетах местных воздушных линий.

В настоящее время ведутся работы по созданию винтовентиляторов, обеспечивающих высокий КПД при больших дозвуковых скоростях полета ($V_{II} = 850 \dots 900$ км/ч). Винтовентилятор занимает промежуточное положение между винтом ТВД и вентилятором ТРДД по диаметру, степени повышения давления и частоте вращения. Соответственно и ТВВД *занимает промежуточное положение между ТВД и ТРДД*, в том числе по степени двухконтурности. Разрабатываются ТВВД различных схем. Для обеспечения высокой степени повышения давления компрессор этих двигателей должен быть, по-видимому, двух- или трехкаскадным. Для уменьшения передаточного отношения в редукторе в целях уменьшения его массы двигатель целесообразно выполнять по схеме со свободной турбиной. По такой схеме выполнен трехвальный ТВВД Д-27 (ЗМКБ "Прогресс"), который предполагается эксплуатировать на самолетах АН-70 и АН-180. Представляет интерес схема двигателя без редуктора с задним расположением винтовентилятора. Необходимо, кроме того, решить проблему уменьшения шума и снижения стоимости эксплуатации ТВВД. *Ожидается, что ТВВД станет серьезным конкурентом ТРДД на указанных скоростях полета.*

1.3. ТУРБОРЕАКТИВНЫЕ ДВИГАТЕЛИ С ФОРСАЖНЫМИ КАМЕРАМИ

Сжигание дополнительного топлива в специальной (форсажной) камере за турбиной, которое применялось вначале как средство для кратковременного увеличения тяги, оказалось настолько эффективным (в смысле увеличения тяги) и получило такое широкое распространение, что ТРД и ТРДД с форсажными камерами образовали два новых типа авиационных двигателей – ТРДФ и ТРДДФ.

В отличие от обычного ТРД за турбиной ТРДФ расположены диффузор, форсажная камера и регулируемое сопло. В диффузоре скорость потока газа понижается, что необходимо для стабильного сгорания топлива. В форсажной камере температура газа повышается, как правило, до более высоких значений, чем в основной камере. Благодаря этому обеспечивается высокая скорость истечения газа из сопла, а следовательно, высокая тяга. Характер изменения полной и статической температуры (давления) рабочего тела по длине затурбинной части ТРДФ принципиально не отличается от их изменения по длине обычного диффузора, камеры сгорания и сопла (рис. 1.11).

Двухконтурные двигатели с форсажными камерами могут выполняться по различным схемам: с форсажом только в наружном контуре (ТРДДФП), с раздельным форсажом в наружном и внутреннем контурах

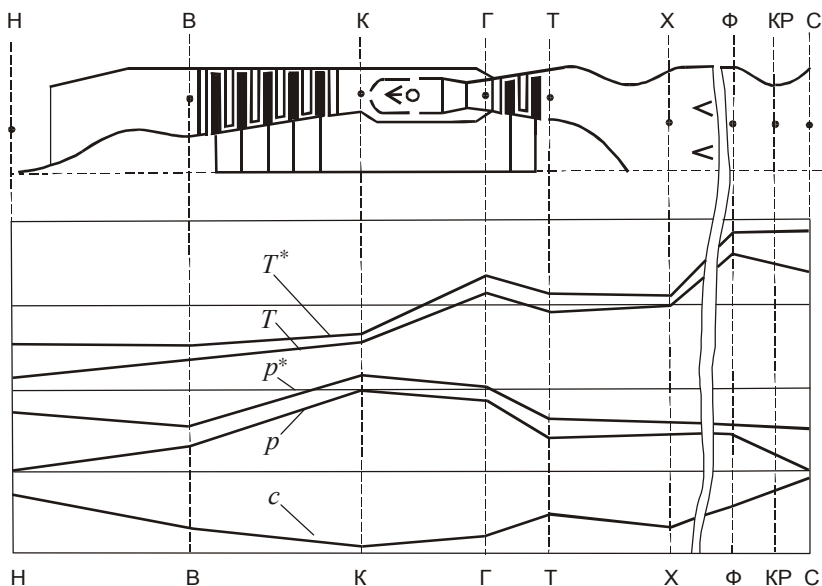


Рис. 1.11. Схема одновального ТРДФ и изменение параметров рабочего тела в проточной части

(ТРДДФ+П); со смешением (объединением) потоков рабочего тела, выходящего из наружного и внутреннего контуров, и общей форсажной камерой (ТРДДФсм, рис. 1.12). В настоящее время двухконтурные двигатели с форсажными камерами выполняются преимущественно по последней схеме. По этой схеме выполнены, например, двигатели РД-33 (ГУП "Завод им. В.Я. Климова"), АЛ-31Ф (ОАО "Люлька-Сатурн") и Д30Ф-6 (ОАО "Авиадвигатель"), которые установлены на отечественных самолетах-истребителях МиГ-29, Су-27 и МиГ-31, а также НК-144, который устанавливался на первом сверхзвуковом пассажирском самолете Ту-144, и самые мощные в мире ТРДДФсм НК-25 и НК-32 для самолетов дальней и стратегической авиации [6, 23]. По этой схеме выполняется перспективный ТРДДФсм пятого поколения АЛ-41Ф (ОАО "Люлька-Сатурн", генеральный конструктор В.М. Чепкин).

В двигателях, выполненных по первой схеме (ТРДДФ), обеспечивается более высокая экономичность, но при этом создается меньшая тяга. Отдельные разработки ТРДДФ+П пока распространения не получили. Тяговые и экономические характеристики ТРДДФ+П незначительно отличаются от характеристик ТРДДФсм. До настоящего времени

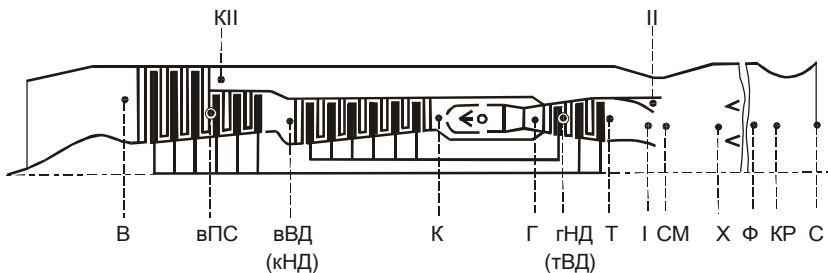


Рис. 1.12. Схема двухконтурного двигателя со смещением потоков и общей форсажной камерой (ТРДДФсм)

по этой схеме двигатели не выполнялись, так как некоторые преимущества, связанные главным образом с большей гибкостью регулирования, по-видимому, не оправдывают применения двух отдельных форсажных камер, усложняющих конструкцию.

Форсирование двигателей позволяет существенно увеличить лобовую тягу, особенно на сверхзвуковых скоростях полета. Поэтому ТРДФ и ТРДДФсм применяются на летательных аппаратах со сверхзвуковыми скоростями полета, что позволило увеличить максимальную скорость и улучшить летно-тактические данные этих летательных аппаратов.

Низкая экономичность на малых скоростях полета и высокий уровень шума – главные недостатки турбореактивных двигателей с форсажными камерами. Последний недостаток затрудняет их применение на пассажирских самолетах.

1.4. КЛАССИФИКАЦИЯ РЕАКТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Реактивными двигателями называют такие двигатели внутреннего сгорания, в которых химическая энергия топлива преобразуется в кинетическую энергию газовой струи, вытекающей из двигателя, а сила реакции непосредственно используется как движущая сила – сила тяги.

Реактивные двигатели подразделяются на ракетные, воздушно-реактивные и комбинированные (рис. 1.13).

У ракетных двигателей горючее и окислитель находятся на борту летательного аппарата. В воздушно-реактивных двигателях в качестве окислителя используется кислород воздуха. Комбинированные двигатели представляют собой комбинации ракетных и воздушно-реактивных двигателей или различных типов ВРД.

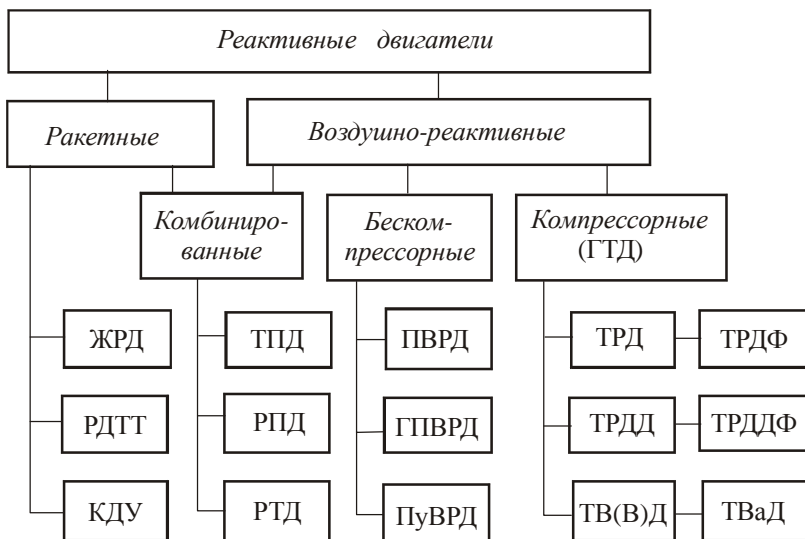


Рис. 1.13. Классификация реактивных двигателей

Ракетные двигатели по роду применяемого топлива подразделяются на **двигатели твердого (РДТТ) и жидкого (ЖРД) топлива**. Кроме того, выделяют специальный класс **ракетных космических двигательных установок (КДУ)**.

Воздушно-реактивные двигатели (ВРД) подразделяются на бескомпрессорные, к которым относятся прямоточные (ПВРД), в том числе гиперзвуковые ПВРД, и пульсирующие (ПуВРД), и компрессорные (газотурбинные).

ГТД включают следующие типы двигателей: ТРД и ТРДФ, ТРДД и ТРДДФ, ТВД (ТВВД) и ТВАД.

Стремление создать двигатель, в котором сочетались бы преимущества двигателей различных типов (в целях расширения диапазона эффективного применения летательных аппаратов, в том числе при высоких сверхзвуковых скоростях), привело к разработке **комбинированных двигателей**. К ним прежде всего относятся **турбопрямоточные двигатели (ТПД)**, представляющие собой комбинацию ПВРД, эффективных на больших сверхзвуковых скоростях, с турбореактивными двигателями (ТРД, ТРДФ, ТРДД, ТРДДФ), которые эффективны при более низких скоростях и имеют стартовую тягу. В **ракетно-прямоточном двигателе (РПД)** ПВРД объединен с ракетным двигателем, за счет чего обеспечивается стартовая тяга и улучшаются характеристики на малых скоростях.

Большой класс *ракетно-турбинных двигателей* (РТД) образован путем сочетания узлов ракетных и газотурбинных двигателей, что позволяет, в частности, существенно увеличить лобовую тягу ГТД. Предложены десятки схем этих двигателей, в том числе с использованием криогенных топлив, применение которых расширяет возможности комбинированных двигателей и повышает их эффективность. Дальнейшее освоение гиперзвуковых скоростей полета исследователи связывают с разработкой комбинированных двигателей с использованием водорода [35].

1.5. ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ И УДЕЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГТД

Авиационный двигатель характеризуется прежде всего основными данными, к которым относятся:

P – тяга ТРД(Ф), ТРДД(Ф), Н (кН);

N_e – эффективная мощность на валу ТВаД и ТВД (ТВВД), Вт (кВт);

$N_э$ – эквивалентная мощность ТВД и ТВВД, включающая кроме N_e , работу тяги собственно двигателя (см. гл. 8), Вт (кВт);

G_T – расход топлива, кг/с;

$M_{дв}$ – масса двигателя, кг;

D, L – габаритные размеры, мм;

τ – ресурс, ч;

S – стоимость, руб.

Основные данные не могут служить критериями для сравнительной оценки совершенства различных двигателей. Сравнивают двигатели и оценивают их совершенство по относительным величинам: удельным параметрам и различным КПД (которые рассмотрены в гл. 5, 6 и 7). К важнейшим удельным параметрам относятся: удельный расход топлива и удельный вес, а также лобовая тяга, удельная объемная тяга и удельная тяга.

Удельный расход топлива показывает, сколько топлива нужно затратить для получения 1 Н тяги (1 Вт мощности) в течение 1 ч:

$$C_{уд} = \frac{3600 G_T}{P}, \text{ кг / (Н} \cdot \text{ч) [кг / (кН} \cdot \text{ч)];} \quad (1.2)$$

$$C_e = \frac{3600 G_T}{N_e}, \text{ кг / (Вт} \cdot \text{ч) [кг / (кВт} \cdot \text{ч)];} \quad (1.2a)$$

$$C_3 = \frac{3600 G_T}{N_3}, \text{ кг / (Вт} \cdot \text{ч) [кг / (кВт} \cdot \text{ч)].} \quad (1.2б)$$

Величина $C_{уд}$ характеризует экономичность ТРД(Ф) и ТРДД(Ф), а C_e и C_3 – соответственно экономичность ТВаД и ТВД (ТВВД). Величины C_e и C_3 – называют соответственно эффективным и эквивалентный удельные расходы топлива.

Удельный вес – это отношение веса (силы тяжести) двигателя к его тяге:

$$\gamma_{дв} = \frac{g M_{дв}}{P}. \quad (1.3)$$

Он характеризует конструктивное и термодинамическое совершенство ТРД(Ф) и ТРДД(Ф), которое оценивают также по **удельной массе**, по отношению массы двигателя к его тяге (мощности):

$$\gamma_{д} = \frac{M_{дв}}{P}, \text{ кг/Н (кг/кН); } \gamma_{дNe} = \frac{M_{дв}}{N_e}; \quad (1.3а)$$

$$\gamma_{дN_3} = \frac{M_{дв}}{N_3}, \text{ кг/Вт (кг/кВт)}.$$

Очевидно, что $\gamma_{дв} = g \gamma_{д}$, где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Удельный расход топлива и удельный вес, как будет показано в гл. 16 [42], в значительной степени определяют эффективность эксплуатации пассажирских и транспортных самолетов с дозвуковыми скоростями полета.

Лобовая тяга представляет собой отношение тяги двигателя к площади миделевого (максимального) сечения. Часто ее определяют по отношению к площади входа, которую легко найти, в том числе на начальном этапе выбора параметров, когда габаритные размеры двигателя неизвестны:

$$P_F = \frac{P}{F_B}, \text{ Н / м}^2 \text{ (кН / м}^2\text{)}.$$

Величина P_F при известной тяге двигателя однозначно определяет площадь входа. Пропорционально площади входа изменяется внешнее сопротивление двигателя, которое, кроме того, зависит от квадрата скорости полета. Поэтому лобовая тяга является характеристикой особо важной для двигателей, предназначенных для сверхзвуковых скоростей полета.

Удельная объемная тяга представляет собой отношение тяги двигателя к его объему:

$$P_V = \frac{P}{V_{\text{дв}}}, \text{ Н / м}^3 \text{ (кН / м}^3\text{)}.$$

Она характеризует компактность двигателя и приобретает очень важное значение для подъемных двигателей, размещение которых в самолете связано со значительными трудностями.

Удельная тяга – это отношение тяги к расходу воздуха. Она показывает, какая тяга развивается двигателем в расчете на 1 кг воздуха, проходящего через него:

$$P_{\text{уд}} = \frac{P}{G_{\text{в}}}, \text{ Н}\cdot\text{с/кг (м/с)}. \quad (1.4)$$

Величина $P_{\text{уд}}$ при известной тяге однозначно определяет расход воздуха через двигатель. По величине $G_{\text{в}}$, в свою очередь, определяются площади характерных сечений на основании формулы расхода

$$G_i = \frac{m_e p_i^* F_i q(\lambda_i)}{\sqrt{T_i^*}}, \text{ кг/с}, \quad (1.5)$$

где p_i^* , T_i^* – полное давление, Па, и полная температура рабочего тела, К, в рассматриваемом сечении; F_i – эффективная площадь этого сечения, м²; $q(\lambda_i)$ – относительная плотность тока (газодинамическая функция);

$q(\lambda_i) = \lambda_i \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_i^2\right)^{\frac{1}{k-1}} \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}}$ – численный коэффициент $\sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$ (кг · К / Дж)^{0,5}; $m_e = 0,0405$ для воздуха, $m_e = 0,0397$ для газа.

Площадь эффективного сечения проще определить по формуле

$$F_i = \frac{G_i}{\rho_i c_i}, \quad (1.5a)$$

если известны скорость потока в этом сечении и его плотность $\rho_i = p_i / R T_i$.

Удельная тяга, таким образом, оказывает определяющее влияние на диаметральные габариты двигателя и, следовательно, на его массу. Через удельную тягу выражается, как будет показано в гл. 7, удельный расход топлива.

Удельная тяга и удельный расход топлива ТРД при неизменных внешних условиях зависят главным образом от параметров рабочего процесса: температуры газа перед турбиной T_g^* и степени повышения давления в компрессоре π_k^* . Удельные параметры двухконтурного двигателя зависят, кроме того, от степени двухконтурности m и степени повышения давления в компрессоре (вентиляторе) наружного контура $\pi_{кII}^*$. На удельные параметры двигателей с форсажными камерами влияет также температура газа на выходе из форсажной камеры T_{ϕ}^* . Анализ этих зависимостей занимает в курсе "Теория двигателей" одно из центральных мест (гл. 7 и 9).

Основные технические данные (кроме массы, габаритов, ресурса и стоимости) и удельные параметры выполненного двигателя зависят от внешних полетных и атмосферных условий и от режима работы двигателя. Поэтому в качестве характерных (используемых для сравнения) принимают данные и параметры двигателя в стандартных условиях при $H = 0$, $M_{п} = 0$ на максимальном режиме, а также в условиях длительной работы двигателя на крейсерском режиме при расчетных значениях высоты и скорости полета (для современных авиалайнеров при $H = 11$ км, $M_{п} = 0,8$).

2. ВХОДНЫЕ УСТРОЙСТВА

2.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

2.1.1. Назначение входных устройств.

Основные параметры режима и критерии эффективности

Назначение. *Входные устройства предназначены для подвода воздуха к двигателю и частичного преобразования кинетической энергии набегающего потока в потенциальную энергию сжатого воздуха.*

Параметры режима. Как известно, основными критериями газодинамического подобия установившегося течения теплоизолированного потока являются числа Маха M и Рейнольдса Re . Причем величина Re оказывает заметное влияние на работу газотурбинного двигателя большой и средней размерности только на высотах полета больше 8 ... 10 км. Поэтому в качестве параметра режима течения потока, набегающего на ВУ, принимают число $M_{п} = V_{п} / a_{н}$ (отношение скорости полета к скорости звука).

Режим течения потока, проходящего через входное устройство, зависит, кроме того, от противодавления на выходе из него, т.е. от расхода воздуха, потребляемого двигателем в рассматриваемых условиях, или от пропускной способности компрессора. Пропускную способность целесообразно характеризовать относительной плотностью тока $q(\lambda_{в})$ – газодинамической функцией, которая однозначно определяется приведенной скоростью $\lambda_{в} = c_{в} / a_{кр}$ (отношением скорости потока в сечении В на входе в компрессор к критической скорости звука).

Согласно сказанному, в качестве основных параметров режима входного устройства приняты число $M_{п}$ и функция $q(\lambda_{в})$ или $\lambda_{в}$.

Отметим, что величина $\lambda_{в} = c_{в} / \sqrt{k R \frac{2}{k+1} T_{н}^}$ зависит не только от режима работы двигателя ($c_{в}$), но и от внешних условий, поскольку полная температура $T_{н}^*$ определяется атмосферной температурой $T_{н}$ и скоростью полета $V_{п}$. Следовательно, $q(\lambda_{в})$ – комплексный параметр, характеризующий режим работы двигателя и внешние атмосферные и полетные условия.*

Критерии эффективности. Эффективность работы входного устройства оценивается с помощью двух основных коэффициентов: восстановления полного давления $\sigma_{вх}$ и внешнего сопротивления $c_{х.вх}$, а также с помощью коэффициента расхода ϕ .

Коэффициентом восстановления полного давления называют отношение полного давления в сечении B на выходе из входного устройства к полному давлению в сечении H невозмущенного потока перед двигателем:

$$\sigma_{вх} = p_B^* / p_H^* \quad (2.1)$$

Вследствие влияния трения, вихреобразования, а при торможении сверхзвукового потока еще и потерь в скачках уплотнения, полное давление по длине ВУ снижается и коэффициент $\sigma_{вх}$ всегда меньше единицы. Потери полного давления (в процентах от исходного значения p_H^*) оцениваются, следовательно, величиной $(1 - \sigma_{вх})100\%$.

Снижение $\sigma_{вх}$ ведет к уменьшению полного давления во всех сечениях двигателя, а поэтому – к уменьшению степени расширения газа в канале сопла и, соответственно, скорости истечения газа из сопла и тяги. Тяга двигателя снижается также из-за уменьшения расхода воздуха через двигатель, который изменяется пропорционально полному давлению. Поэтому величина $\sigma_{вх}$ оказывает весьма значительное влияние на основные данные двигателя и является одним из основных критериев эффективности входного устройства.

Коэффициент внешнего сопротивления $c_{x, вх}$ представляет собой отношение внешнего сопротивления ВУ к произведению скоростного напора набегающего потока на площадь миделевого сечения:

$$c_{x, вх} = \frac{X_{вх}}{q_H F_{mid вх}}, \quad (2.2)$$

где

$$q_H = \frac{\rho_H V_H^2}{2} = \frac{k}{2} p_H M_H^2 \quad (2.2a)$$

скоростной напор набегающего потока в сечении H перед двигателем; $X_{вх}$ – сила внешнего сопротивления ВУ – отрицательная составляющая тяги двигателя; $F_{mid вх}$ – площадь миделевого сечения ВУ.

Коэффициент $c_{x, вх}$ определяется обычно по результатам экспериментальных исследований на специальных установках, а по формуле (2.2) вычисляется сила внешнего сопротивления ВУ, необходимая для последующего определения эффективной тяги при расчете характеристик двигателя. На промежуточных и трансзвуковых скоростях полета сверхзвуковых самолетов сила $X_{вх}$ может достигать значительной величины (10 ... 20% максимальной тяги двигателя). В заданных условиях полета самолета она однозначно определяется, как следует из (2.2), величиной $c_{x, вх}$.

$$T_H^* = T_H \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{п}^2 \right). \quad (2.4)$$

Выражая отношение давлений p_H^*/p_H через отношение температур T_H^*/T_H по уравнению изоэнтропы, на основании (2.4) получим

$$\pi_V = p_H^*/p_H = \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{п}^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (2.5)$$

Величина π_V представляет собой степень повышения давления воздуха от скоростного напора при изэнтропическом торможении.

Действительная степень повышения давления во входном устройстве, т.е. отношение полного давления на выходе из ВУ к статическому давлению в сечении Н, зависит также и от коэффициента восстановления давления:

$$p_B^*/p_H = \pi_V \sigma_{вх}. \quad (2.5a)$$

Роль входного устройства на силовых установках летательных аппаратов с различными скоростями полета. Зависимость степени повышения давления π_V от числа $M_{п}$, рассчитанная по формуле (2.5), приведена в табл. 2.1.

Таблица 2.1

$M_{п}$	0	1	2	3	3,5	4
π_V	1	1,9	7,8	37	80	150
$\pi_V \sigma_{вх.ст}$	0,9	1,84	6,7	24	40	60
$\sigma_{п.с}$	–	1	0,72	0,33	0,21	0,14
$T_H^* (H = 11 \text{ км})$	216	260	390	606	749	913

С увеличением числа $M_{п}$ величина π_V весьма существенно повышается, особенно на больших скоростях полета: она увеличивается от 1 до 7,8 в диапазоне $M_{п} = 0 \dots 2$, от 7,8 до 150 в диапазоне $M_{п} = 2 \dots 4$, $\pi_V = 37$ при $M_{п} = 3$, $\pi_V = 80$ при $M_{п} = 3,5$.

Торможение сверхзвукового потока сопровождается волновыми потерями, которые на больших скоростях полета весьма значительно возрастают. В простейшем случае – в прямом скачке уплотнения, который возникает, например, перед дозвуковым воздухозаборником, с увеличением

числа M_{II} от 1 до 2 потери увеличиваются, а коэффициент восстановления давления в прямом скачке $\sigma_{II,c}$ снижается от 1 до $\sim 0,7$.

В сверхзвуковых воздухозаборниках поток тормозится, как правило, в системе косых и замыкающем прямом скачке, что позволяет повысить коэффициент восстановления давления при высоких скоростях полета более чем в 2 раза. В современных воздухозаборниках при $M_{II} = 3 \dots 3,5$ удастся обеспечить действительную степень повышения давления $\pi_{V,\sigma_{вх,ст}} = 24 \dots 40$, что превышает степень повышения давления современных компрессоров.

С увеличением числа M_{II} роль входного устройства на силовой установке существенно возрастает, а при $M_{II} \geq 3,5$ необходимость в компрессоре отпадает, так как обеспечиваемая им степень повышения давления может быть получена путем торможения сверхзвукового потока.

2.1.3. Основные требования к входным устройствам и их классификация

Требования. *Обеспечение потребного расхода воздуха при минимальных потерях полного давления ($\sigma_{вх,max}$) и минимальном внешнем сопротивлении ($c_{x,вх,min}$) – основное требование, предъявляемое к входным устройствам.*

На всех режимах работы двигателя и во всех условиях полета самолета, в том числе при различных углах атаки и скольжения, должна обеспечиваться надежная устойчивая работа ВУ. Неравномерность поля скоростей и давлений и их пульсации (нестационарность) на выходе из ВУ (на входе в компрессор) не должны превышать заданных (нормативных) значений. Это также весьма важное требование, так как его нарушение может привести к неустойчивой работе двигателя. Наконец, ВУ должно иметь малую массу, быть простым в изготовлении и обслуживании.

Классификация. Входные устройства следует, прежде всего, разделить на два типа: *дозвуковые*, которые применяются на силовых установках летательных аппаратов с дозвуковыми и небольшими сверхзвуковыми скоростями полета, а также на неавиационных турбовальных двигателях (гл.1), и *сверхзвуковые* - на летательных аппаратах с большими скоростями полета ($M_{II} > 1,5$).

Сверхзвуковые ВУ отличаются большим разнообразием и их классифицируют по различным признакам. В зависимости от расположения поверхности торможения сверхзвукового потока относительно сечения ВХ (вход в обечайку) их разделяют на три класса. Если сверхзвуковой поток в расчетных условиях работы тормозится до

сечения ВХ, то такие ВУ называются *входными устройствами внешнего сжатия*. Если поток тормозится за этим сечением, т.е. в канале, то они называются *входными устройствами внутреннего сжатия*. Во *входных устройствах смешанного сжатия* поток тормозится как до, так и после сечения ВХ (рис. 2.2).

В зависимости от формы поверхности сжатия ВУ делятся на осесимметричные и плоские (рис. 2.3). Наконец, в зависимости от места расположения на летательном аппарате – на лобовые (силовая установка в отдельной мотогондоле) и примыкающие. Последние могут быть подкрыльевыми или надкрыльевыми, подфюзеляжными и надфюзеляжными, а также боковыми.

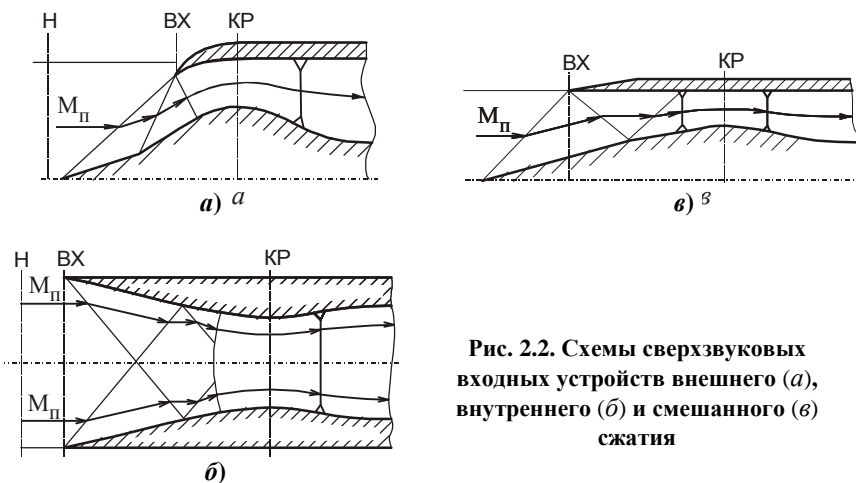


Рис. 2.2. Схемы сверхзвуковых входных устройств внешнего (а), внутреннего (б) и смешанного (в) сжатия

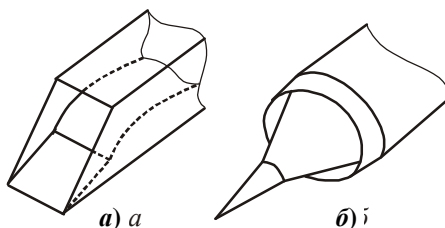


Рис. 2.3. Схемы плоского (а) и осесимметричного (б) входных устройств [35]

3. ВЫХОДНЫЕ УСТРОЙСТВА

3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

3.1.1. Назначение выходных устройств. Основные параметры режима и критерии эффективности работы

Назначение. Обязательным элементом выходных устройств является сопло на двигателях прямой реакции или *диффузорное устройство* – на турбовальных двигателях (тяга которых не используется).

Сопло выполняет две основные функции: служит для преобразования тепловой и потенциальной энергии газа в кинетическую энергию вытекающей струи, т.е. для увеличения динамического импульса газового потока на выходе из двигателя и, соответственно, для увеличения тяги; обеспечивает заданную пропускную способность (определенное противодавление) на выходе из двигателя, тем самым с помощью сопла согласовываются режимы работы турбины и компрессора. Диффузорное выходное устройство служит для уменьшения давления за турбиной, т.е. для повышения теплоперепада на турбине и, соответственно, увеличения мощности двигателя.

Сопла двигателей сверхзвуковых летательных аппаратов выполняются регулируемыми, что позволяет оптимально согласовать работу компрессора и турбины в различных условиях эксплуатации и повысить эффективность применения силовой установки. Современные выходные устройства могут обеспечивать отклонение выходной струи (и соответственно управление вектором тяги) вплоть до изменения направления ее движения на противоположное.

Параметры режима. В качестве основного параметра, характеризующего режим течения газового потока принимают число M потока. При оценке режима работы сопла следует иметь в виду два потока: внешний (обтекание сопла) и внутренний (основной).

Внешний поток характеризуется числом M полета ($M_{п}$), а основной поток целесообразно характеризовать максимальной приведенной скоростью газа в канале сопла, т.е. скоростью в выходном сечении λ_c , которая однозначно определяется отношением статического и полного давления газа в этом сечении. Это отношение с точностью до потерь полного давления определяется величиной

$$\pi_c = p_T^* / p_c - \quad (3.1)$$

отношением полного давления газа в сечении T на входе в сопло к статическому давлению в сечении C на выходе из него.

Величина π_c называется **степенью понижения давления газа в канале сопла или действительной степенью понижения давления**.

Действительная степень понижения давления не всегда равна **располагаемой степени понижения давления**, которой называют отношение полного давления газа на входе в сопло к давлению окружающей среды:

$$\pi_{c,p} = p_T^* / p_H. \quad (3.2)$$

Величина $\pi_{c,p}$ и ее соотношение с π_c являются основными параметрами, характеризующими работу данного сопла. Если $\pi_{c,p} = \pi_c$, то $p_c = p_H$, т.е. реализуется **режим полного расширения** (расчетный). В любом другом случае, когда $\pi_{c,p} \neq \pi_c$, давление на выходе из сопла не равно атмосферному $p_c \neq p_H$, т.е. имеют место **режимы недорасширения или перерасширения** (как правило, нерасчетные режимы работы).

Критерии эффективности. Эффективность работы сопла оценивается в общем случае тремя основными коэффициентами: скорости φ_c , тяги \bar{P}_c и эффективной тяги $\bar{P}_{c,эф}$.

Коэффициентом скорости называют отношение осевой составляющей действительной скорости истечения к идеальной (изоэнтропической) скорости при одинаковых в обоих случаях степенях понижения давления и одинаковых полных температурах газового потока:

$$\varphi_c = c_c / c_{c,s}. \quad (3.3)$$

Им учитываются **внутренние потери**, обусловленные вязкостью газа (трение о стенки и вихреобразование) и отклонением потока от осевого направления, а также возможным возникновением местных скачков уплотнения в проточной части сверхзвуковых выходных устройств.

Внутренние потери выходного устройства оцениваются в некоторых случаях **коэффициентом восстановления давления**

$$\sigma_c = \frac{p_c^*}{p_T^*}, \quad (3.3a)$$

который представляет собой отношение полных давлений на выходе из сопла и на входе в него. Величины σ_c и φ_c взаимозависимы.

Коэффициентом тяги \bar{P}_c называют отношение тяги сопла P_c к его идеальной тяге $P_{c,s}$ при одинаковом (действительном) в обоих случаях расходе газа через сопло:

$$\bar{P}_c = P_c / P_{c,s}. \quad (3.4)$$

Идеальной тягой сопла P_{c_s} условно называют динамический импульс в его выходном сечении, соответствующий изоэнтропическому ($\varphi_c = 1$) полному ($p_c = p_n$) расширению потока при заданной располагаемой степени понижения давления:

$$P_{c_s} = G_z c_{c_s}. \quad (3.5)$$

Тягой сопла P_c условно называют сумму действительного динамического импульса в выходном сечении сопла и статической составляющей тяги (см. гл. 6):

$$P_c = G_z c_c + F_c (p_c - p_n). \quad (3.5a)$$

Если соотношение (3.4) умножить и разделить на величину динамического выходного импульса $P_{c, \text{полн}} = G_z c_{c, \text{полн}}$, который реализуется в условиях полного расширения при данной $\pi_{c,p}$, то получим

$$\bar{P}_c = \varphi_c K_n, \quad K_n = P_c / P_{c, \text{полн}}, \quad (3.4a)$$

где K_n – коэффициент недорасширения (или перерасширения) потока.

На режимах полного расширения коэффициент тяги сопла равен коэффициенту скорости $\bar{P}_c = \varphi_c$, так как при $p_c = p_n$ величина $K_n = 1$, а отношение действительной тяги сопла к идеальной равно отношению соответствующих скоростей истечения, поскольку расход газа через сопло G_z предполагается одинаковым при его истечении с потерями и без них. На всех режимах, когда $p_c \neq p_n$, коэффициент $K_n < 1$ и $\bar{P}_c < \varphi_c$. На таких режимах возникают дополнительные потери, которые учитываются коэффициентом \bar{P}_c .

Коэффициентом эффективной тяги $\bar{P}_{c, \text{эф}}$ называется отношение эффективной тяги сопла к его идеальной тяге:

$$\bar{P}_{c, \text{эф}} = P_{c, \text{эф}} / P_{c_s}. \quad (3.6)$$

Эффективная тяга $P_{c, \text{эф}}$ меньше тяги P_c на величину внешнего сопротивления сопла $X_{\text{кор}}$, которое называют кормовым сопротивлением:

$$P_{c, \text{эф}} = P_c - X_{\text{кор}}. \quad (3.7)$$

Соответственно коэффициент эффективной тяги сопла $\bar{P}_{c, \text{эф}}$ меньше коэффициента тяги \bar{P}_c :

$$\bar{P}_{c, \text{эф}} = \bar{P}_c - \bar{X}_{\text{кор}}, \quad (3.6a)$$

где

$$\bar{X}_{\text{кор}} = X_{\text{кор}} / P_{c_s} \quad (3.6b)$$

относительное кормовое сопротивление – отношение величины $X_{кор}$ к идеальной тяге сопла.

Коэффициентом $\bar{P}_{с.эф}$ учитываются, таким образом, все потери: внутренние, от неполного расширения или перерасширения, а также кормовое сопротивление сопла.

3.1.2. Тяговые и расходные характеристики сопла

Тяговые характеристики. С помощью рассмотренных коэффициентов описываются тяговые характеристики сопла, которые представляют собой зависимости критериев его эффективности от параметров режима. Обычно их получают экспериментально на специальных установках, где замеряются тяга сопла, статическое давление на его поверхности и параметры потока во входном и выходном сечениях.

Коэффициенты скорости φ_c и тяги \bar{P}_c являются функцией одной переменной – располагаемой степени понижения давления:

$$\varphi = f(\pi_{с.р}); \quad \bar{P}_c = f(\pi_{с.р}),$$

поскольку от внешнего обтекания они не зависят.

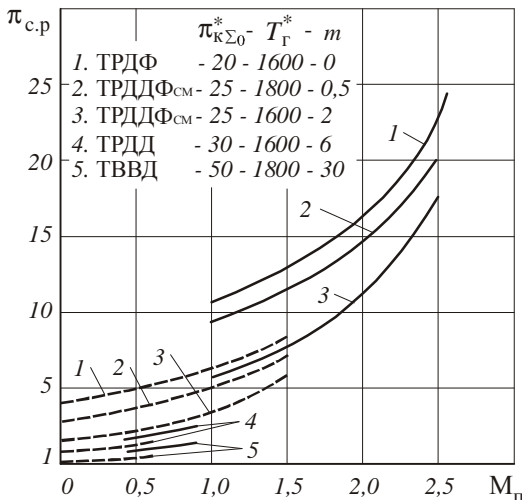


Рис. 3.1. Зависимости $\pi_{с.р}$ от $M_{п}$ и H для проектируемых ГТД различных типов:

--- - $H=0$; — - $H=11$ км

Коэффициент эффективной тяги сопла $\bar{P}_{с.эф}$ является функцией двух переменных:

$$\bar{P}_{с.эф} = f(\pi_{с.р}; M_{п}).$$

На его величину значительное влияние оказывают как режим течения основного потока, так и режим внешнего обтекания.

Расходные характеристики сопла. Они обычно описываются с помощью *коэффициента расхода* μ_c , которым называют отношение действительного расхода газа через сопло к идеальному при одинаковых полных значениях давления (и температуры) в сечении на входе в сопло и одинаковом внешнем давлении:

$$\mu_c = G_z / G_{z,ид}. \quad (3.9)$$

Во многих случаях, например при расчете характеристик двигателя, расходные характеристики целесообразно оценивать величиной

$$q(\lambda_{с.кр}) \mu_c F_{с.кр} = \frac{G_z \sqrt{T_T^*}}{m_z p_T^*}, \quad (3.10)$$

которую будем называть *пропускной способностью сопла*, где $F_{с.кр}$ – геометрическая площадь его минимального (критического) сечения.

Согласно (3.10) *пропускной способностью определяется расход рабочего тела через сопло при заданных полных значениях температуры и давления на входе в него.*

Для сравнительной оценки характеристик сопел различных типов представим пропускную способность в относительном (безразмерном) виде:

$$q(\lambda_{с.кр}) \mu_c = \frac{G_z \sqrt{T_T^*}}{m_z p_T^* F_{с.кр}}. \quad (3.10a)$$

Относительная пропускная способность $\mu_c q(\lambda_{с.кр})$ определяется по результатам экспериментальных исследований путем замера расхода газа, его полной температуры и давления на входе в сопло, а также геометрической площади критического сечения.

Коэффициент расхода и пропускная способность данного сопла однозначно определяются располагаемой степенью понижения давления $\pi_{с.р}$. Поэтому *расходная характеристика сопла – это зависимость коэффициента расхода или пропускной способности от $\pi_{с.р}$.*

Необходимо отметить, что с индексом "с.кр" в формулах (3.10), (3.10a) и далее обозначаются параметры в минимальном (критическом) сечении

сопла (как и параметры критического режима истечения). Поэтому при изменении располагаемой степени понижения давления величины $\lambda_{c,кр}$ и q ($\lambda_{c,кр}$) могут изменяться от 0 до 1.

3.1.3. Диаграмма i - s процесса расширения газа в канале сопла и формула скорости истечения

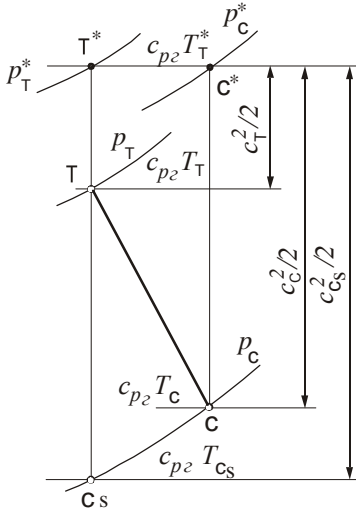


Рис. 3.2. Диаграмма i - s процесса расширения газа в канале сопла

На рис. 3.2 показана диаграмма i - s процесса расширения, по которой легко проследить соотношение между изменяемыми параметрами и скоростью истечения газа из сопла.

Формулу для определения скорости истечения получим на основании уравнения энергии (1.1e). Запишем его для изоэнтропического процесса расширения в следующем виде:

$$c_{c_s}^2 / 2 = c_{p_2} T_T^* - c_{p_2} T_{c_s}.$$

Преобразуя полученное соотношение и выражая отношение температур T_T^* / T_{c_s} через отношение давлений p_T^* / p_{c_s} , будем иметь

$$c_{c_s} = \sqrt{2 c_{p_2} T_T^* \left(1 - 1 / \pi_c^{\frac{k_2 - 1}{k_2}} \right)}.$$

Тогда для действительной скорости истечения газа из сопла получим

$$c_c = \varphi_c \sqrt{2 c_{p_2} T_T^* \left(1 - 1 / \pi_c^{\frac{k_2 - 1}{k_2}} \right)}. \quad (3.11)$$

Из уравнения энергии (1.1e) определяется также температура газа за соплом:

$$T_c = T_T^* - (c_c^2 / 2 c_{p_2}). \quad (3.12)$$

Подчеркнем, что в формуле (3.11) π_c – действительная степень понижения давления ($\pi_c = p_T^* / p_c$) и c_c – соответствующая ей скорость в выходном сечении сопла. Причем на нерасчетных режимах, как уже отмечалось, давление в этом сечении не равно атмосферному $p_c \neq p_H$. Во многих случаях определяют скорость потока за двигателем при условии его

полного расширения ($p_c = p_n$). Тогда в формулу скорости вместо π_c следует подставлять располагаемую степень понижения давления $\pi_{c,p} = p_T^* / p_n$.

Таким образом, скорость истечения газа определяется полной температурой потока перед соплом, степенью понижения давления и коэффициентом φ_c (строго говоря, она зависит, кроме того, от величин c_{p2} и k_2 , характеризующих свойства газа).

3.1.4. Основные требования к выходным устройствам и их классификация

Главное требование к соплам двигателей прямой реакции: *обеспечение минимальных потерь эффективной тяги, т.е. максимального значения коэффициента $\bar{P}_{c,эф}$.*

К диффузорным выходным устройствам предъявляется требование обеспечения минимальной степени понижения давления π_c , поскольку тяга *ТВаД* не используется.

К выходным устройствам, как и к любым узлам авиационного двигателя, предъявляется требование обеспечения малой массы, технологичности производства, приемлемой стоимости, а также эксплуатационные требования: надежная работа, простота конструкции и обслуживания.

Как уже отмечалось, режим работы выходного устройства определяется главным образом располагаемой степенью понижения давления газа, которая весьма существенно зависит от скорости полета. Поэтому в самом общем случае выходные устройства делятся на два класса: *дозвуковые* – они применяются на двигателях летательных аппаратов с дозвуковыми и небольшими сверхзвуковыми скоростями полета ($M_n < 1,5$); *сверхзвуковые* – для больших сверхзвуковых скоростей полета ($M_n \geq 1,5$). Они различаются прежде всего скоростью потока в выходном сечении. В первом случае она не превышает скорость звука; во втором – она сверхзвуковая (на рабочих режимах).

Как дозвуковые, так и сверхзвуковые выходные устройства делятся, в свою очередь, на различные типы.

4. КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

4.1.1. Назначение камер сгорания.

Необходимые сведения о топливах

Камера сгорания служит для повышения температуры рабочего тела, проходящего через двигатель. Подвод тепла реализуется в ней путем непрерывного сжигания топлива в воздушном потоке.

К топливам авиационных двигателей предъявляется целый ряд требований. Важнейшие из них: малая токсичность, большие сырьевые ресурсы и небольшая стоимость, высокие массовая удельная теплота сгорания H_u и плотность ρ_T , а также эксплуатационные требования такие, как стабильность физико-химических свойств при хранении и прокачивании по трубопроводам, оптимальная испаряемость и другие.

Массовой низшей удельной теплотой сгорания H_u называют количество тепла, которое выделяется в калориметре при полном сгорании 1 кг топлива и последующем охлаждении продуктов сгорания до начальной температуры топлива и воздуха $T_0 = 293$ К без учета тепла конденсации содержащихся в них паров воды. Теплота сгорания – важнейшая характеристика топлива, поскольку при одинаковом подводе тепла его расход обратно пропорционален величине H_u .

К важнейшим характеристикам топлив относится также **стехиометрический коэффициент L_0** , которым называют количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания 1 кг топлива. В разд. 4.1.3 показано, что величинами H_u и L_0 в значительной степени определяется максимально возможная с термодинамической точки зрения температура газа на выходе из камеры сгорания $T_{г\max}^*$.

Перечисленным требованиям в наибольшей степени удовлетворяет углеводородное топливо нефтяного происхождения. Нефтяные топлива для авиационных двигателей делятся на четыре группы (табл. 4.1).

Они состоят из углерода и водорода и включают примерно 1 % примесей, в том числе вредных, например серу. Отличаются эти топлива, как видно из таблицы, по плотности, которая с переходом от бензина к керосиногазойлю увеличивается примерно на 20 %. Массовая удельная теплота сгорания уменьшается при этом несущественно.

Бензин применяется для поршневых, в том числе авиационных, двигателей. Для газотурбинных двигателей используется преимущественно

керосин и в меньшей степени топливо типа широкой фракции. Керосиногазойль нашел применение, в частности, для ПВРД, которые служат силовыми установками крылатых ракет.

Термогазодинамические расчеты газотурбинных двигателей (гл. 8 и 12) для корректного сравнения их результатов рекомендуется выполнять по характеристикам условного "стандартного" углеводородного топлива, содержащего ~ 85 % углерода и ~ 15 % водорода, имеющего удельную теплоту сгорания 42900 кДж/кг и стехиометрический коэффициент $L_0 = 14,8$.

Таблица 4.1

Тип углеводородного топлива	H_u , кДж/кг	ρ_T , кг/м ³
Бензин	43620 ... 43830	700 ... 730
Широкая фракция	43000 ... 43540	750 ... 770
Керосин	42900 ... 43330	780 ... 830
Керосиногазойль	42570 ... 43120	840 ... 860

**4.1.2. Основные параметры режима
и показатели качества работы камеры сгорания**

Параметры режима. Сжигание топлива – весьма сложный физико-химический процесс высвобождения химической энергии топлива и преобразования ее в тепловую энергию продуктов сгорания. Он зависит от большого числа факторов, к которым относится прежде всего состав смеси: соотношение между расходом топлива (горючего) и воздуха (окислителя).

Состав смеси принято характеризовать *коэффициентом избытка воздуха* α , которым называют отношение расхода воздуха, действительно проходящего через камеру сгорания G_{e2} , к расходу, теоретически необходимому для полного сгорания подаваемого топлива. Поскольку для полного сгорания 1 кг топлива требуется $L_0 = 14,8$ кг воздуха, то

$$\alpha = G_{e2} / (G_T L_0) = 1 / (14,8 q_T). \quad (4.1)$$

где
$$q_T = G_T / G_{eT} - \quad (4.2)$$

относительный расход топлива – отношение расхода топлива к расходу воздуха, проходящего через камеру сгорания.

При $\alpha = 1$, как следует из самого определения, в камеру сгорания

поступает воздуха ровно столько, сколько необходимо для полного сгорания топлива. Такое *соотношение топлива с воздухом называется стехиометрическим*. Если $\alpha < 1$, то воздуха поступает меньше, чем это необходимо для сгорания топлива. Часть топлива остается несгоревшей. Такая смесь называется богатой (топливом). Если $\alpha > 1$, то, наоборот, воздуха больше, чем необходимо (часть кислорода воздуха остается невостробованной для сгорания топлива). Такая смесь называется бедной. (Как будет показано далее, камеры сгорания воздушно-реактивных двигателей работают на бедных смесях.)

Очевидно, что теоретически максимальная температура рабочего тела на выходе из камеры сгорания получается при $\alpha = 1$ (чему соответствует, согласно (4.1), $q_{T \max} = 0,0676$). В любом другом случае несгоревшие окислитель ($\alpha > 1$) или горючее ($\alpha < 1$) охлаждают продукты сгорания, так как они имеют существенно более низкую температуру по сравнению с температурой непосредственных продуктов сгорания.

Величина относительного расхода топлива q_T широко используется в термогазодинамических расчетах при проектировании двигателя и расчете его характеристик. При известной удельной тяге значением q_T практически однозначно определяется *удельный расход топлива* ТРД – одна из важнейших величин, характеризующих эффективность работы двигателя (см. гл.7). При известном расходе воздуха через камеру сгорания значением q_T определяется расход топлива через двигатель:

$$G_T = q_T G_{eT}. \quad (4.2a)$$

Кроме коэффициента избытка воздуха α , процесс горения топливовоздушной смеси зависит от параметров рабочего тела на входе в камеру сгорания: давления p_k^* , температуры T_k^* и скорости потока c_k . (Понятно, что эффективность сжигания топлива и даже возможность его воспламенения зависят также от организации рабочего процесса, которая рассмотрена в разд. 4.3.)

Перечисленные величины α , p_k^ , T_k^* и c_k являются основными параметрами режима работы камеры сгорания*. В следующем разделе показано, что значениями α (q_T) и T_k^* практически однозначно определяется *температура газа перед турбиной T_g^* , которая характеризует режим работы как камеры сгорания, так и двигателя в целом*.

Показатели качества работы камеры сгорания. Качество работы камеры сгорания оценивается по показателям эффективности, надежности и экологического совершенства.

Эффективность работы камеры сгорания оценивается двумя

основными коэффициентами: полноты сгорания топлива η_{Γ} и восстановления полного давления $\sigma_{\text{к.с.}}$.

Коэффициентом полноты сгорания (выделения тепла) η_{Γ} называют отношение количества тепла, подведенного к воздушному потоку в камере сгорания $G_{\text{в}\Gamma} Q_1$, к располагаемой (химической) энергии внесенного в двигатель топлива $G_{\Gamma} H_u$:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{G_{\text{в}\Gamma} Q_1}{G_{\Gamma} H_u} = \frac{Q_1}{q_{\Gamma} H_u} = \frac{Q_1}{Q_0}, \quad (4.3)$$

где Q_1 – тепло, подведенное к 1 кг воздуха; согласно (1.1г) величина Q_1 выражается через полную температуру рабочего тела на выходе из камеры сгорания и на входе в нее; Q_0 – располагаемая энергия внесенного в двигатель топлива в расчете на 1 кг воздуха, проходящего через камеру сгорания;

$$Q_0 = q_{\Gamma} H_u. \quad (4.4)$$

Коэффициентом восстановления полного давления $\sigma_{\text{к.с.}}$ называют отношение полных давлений на выходе из камеры сгорания и на входе в нее:

$$\sigma_{\text{к.с.}} = p_{\Gamma}^* / p_{\text{к}}^*. \quad (4.5)$$

Полное давление по длине камеры сгорания снижается, как уже отмечалось в гл. 1, вследствие гидравлического сопротивления и подвода тепла.

Надежность работы камеры сгорания оценивается диапазоном ее устойчивой (по срыву пламени) работы и устойчивого запуска, а также величиной неравномерности температурного поля на выходе из камеры сгорания. (Здесь рассматриваются показатели надежности, имеющие непосредственное отношение к рабочему процессу камеры сгорания. Оценка ее надежности в целом выходит за рамки теории двигателей.)

Диапазоном устойчивой работы называют зависимости максимального значения α_{max} , характеризующего так называемый бедный срыв пламени, и минимального значения α_{min} , характеризующего богатый срыв, от параметров режима и разность между ними

$$\alpha_{\text{max}} - \alpha_{\text{min}}. \quad (4.6)$$

В указанном диапазоне обеспечивается устойчивая (без срыва пламени) работа камеры сгорания.

Коэффициент избытка воздуха α изменяется при изменении как режима работы двигателя, так и внешних условий, особенно при значительном

увеличении скорости полета (гл. 7 и 12), а также на неустановившихся режимах [42]. Понятно, что в различных условиях эксплуатации камера сгорания должна работать без срыва пламени в полном диапазоне изменения α . Поэтому при разработке камеры сгорания обеспечению потребного диапазона устойчивой работы ($\alpha_{\max} - \alpha_{\min}$), т.е. ее **срывным характеристикам**, уделяется особое внимание.

Такое же внимание уделяется **обеспечению устойчивого запуска камеры сгорания** в заданном диапазоне высот и скоростей полета.

Неравномерность температурного поля на выходе из камеры сгорания определяют как разность между замеренными значениями температуры газа $T_{\Gamma i}^*$ во множестве точек выходного сечения Γ и их среднемассовым значением T_{Γ}^* . Относительная неравномерность представляет собой отношение этих разностей к величине подогрева газа в камере сгорания

$$\Theta_i = \frac{T_{\Gamma i}^* - T_{\Gamma}^*}{T_{\Gamma}^* - T_{\kappa}^*} \quad (4.7)$$

Экологические характеристики камеры сгорания оцениваются по величинам концентрации вредных веществ в продуктах сгорания. Проблемы обеспечения экологичности двигателя излагаются в [42].

4.1.3. Определение относительного расхода топлива и оценка максимально возможной температуры газа перед турбиной

Известная простая формула

$$q_T = \frac{c_p (T_{\Gamma}^* - T_{\kappa}^*)}{H_u \eta_{\Gamma}} \quad (4.8a)$$

которая получается из элементарного уравнения теплового баланса (1.1г), т.е. при условии, что масса рабочего тела и его теплоемкость в процессе подвода тепла не изменяются, дает большую ошибку. Поэтому ею нельзя пользоваться при выполнении проектных расчетов и при расчетах характеристик двигателя.

Формула (4.8a) широко применяется при аналитических исследованиях для получения качественных закономерностей. Автор рекомендует студентам пользоваться ею при решении задач, помещенных в учебнике. При этом задается условная удельная теплоемкость рабочего тела в камере сгорания $c_{p \kappa.с.}$. (Величина $c_{p \kappa.с.}$ предварительно подбирается из условия снижения погрешности самой формулы.) Практически по той же формуле

рекомендуется рассчитывать (при решении задач) относительный расход топлива через форсажную камеру:

$$q_{т.ф} = v_x \frac{c_{pф}(T_{ф}^* - T_x^*)}{H_u \eta_{гф}}, \quad (4.8б)$$

где $c_{pф}$ – условная удельная теплоемкость рабочего тела в форсажной камере; T_x^* – температура газа в сечении X на входе в форсажную камеру, равная T_T^* , $T_{см}^*$ или $T_{кп}^*$ соответственно для ТРДФ, ТРДФсм или ТРДФП; v_x – коэффициент изменения массы рабочего тела $v_x = G_{ex} / G_B$.

4.1.4. Основные требования к камерам сгорания

Обеспечение высокой эффективности процесса сгорания топлива (т.е. высоких значений коэффициентов полноты сгорания $\eta_{г}$ и восстановления полного давления $\sigma_{к.с}$) и экологической безопасности – важнейшее требование, предъявляемое к камерам сгорания.

Устойчивость процесса сгорания во всех полетных условиях и на всех режимах, включая переходные, имеет особо важное значение, так как срыв пламени в полете ведет к выключению двигателя. Должен обеспечиваться, кроме того, надежный запуск камеры сгорания в земных и высотных условиях.

Надежность работы конструкции камеры имеет не менее важное значение. Обеспечение надежности – не простая задача, так как, с одной стороны, в зоне горения реализуются весьма высокие значения температуры газа, а с другой, – прочность современных конструкционных материалов без разработки специальных мер защиты не обеспечивается при таких температурах.

К этой же группе требований относится необходимость обеспечения приемлемой неравномерности температурного поля в выходном сечении камеры сгорания. Большая неравномерность температурного поля ухудшает эффективность работы турбины, ведет к снижению прочности конструкции и уменьшению ресурса двигателя.

К камерам сгорания, как и к другим узлам двигателя, предъявляются требования обеспечения простоты конструкции и технологичности производства, а также простоты обслуживания в эксплуатации. Конструкция камеры должна быть модульной, легко диагностируемой и недорогой.

4.3. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ОСНОВНЫХ КАМЕР СГОРАНИЯ

4.3.1. Схемы основных камер сгорания и их обоснование

Обоснование принципиальной схемы организации рабочего процесса. Проблему сжигания топлива и повышения температуры рабочего тела на входе в турбину можно условно разделить на решение шести основных задач.

Во-первых, скорость воздушного потока в сечении К на входе в камеру сгорания равна 150 ... 200 м/с, что почти на два порядка больше скорости распространения пламени в нетурбулизованном потоке. Поэтому если не принять специальных мер, пламя будет унесено потоком. Возникает, следовательно, *задача сближения этих скоростей*. Она решается, с одной стороны, путем установки диффузора 1 за компрессором в передней части камеры сгорания (рис. 4.5), что позволяет существенно уменьшить среднюю скорость потока в зоне горения камеры. С другой стороны, она решается путем турбулизации потока, что позволяет, как уже отмечалось, примерно на порядок увеличить скорость распространения пламени.

Во-вторых, необходимо согласовать величины заданного для камеры сгорания значения α и потребного в зоне горения $\alpha_{з.г}$ коэффициентов избытка воздуха.

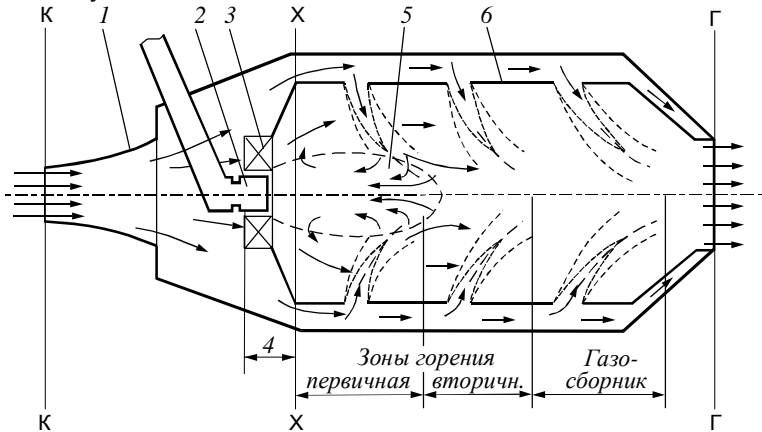


Рис. 4.5. Принципиальная схема течения воздуха в основных камерах сгорания с воздушным лопаточным завихрителем

Согласно (4.9а) величина α определяется значениями температур $T_{г}^*$ и $T_{к}^*$, которые, как показано в гл. 12, задаются режимом работы двигателя в

данных условиях эксплуатации. Следовательно, коэффициент α задается режимом работы двигателя. С учетом неустановившихся режимов он изменяется в весьма широких пределах:

$$2 < \alpha < 10. \quad (4.13)$$

Однако топливовоздушная смесь, как отмечалось (4.11а), горит только при определенном, существенно более узком соотношении топлива и окислителя в зоне горения.

Задача решается путем разделения поступающего из компрессора воздуха на два существенно разных потока: один из них участвует в процессе горения ("воздух окисления"), тем самым обеспечиваются концентрационные пределы горения; другой – обтекает зону горения и смешивается с продуктами сгорания ("воздух смешения"), охлаждая их до нужной температуры, тем самым обеспечивается условие (4.13). Таким образом, задача решается путем внесения в конструкцию камеры сгорания жаровой трубы 6, разделенной (см. рис. 4.5) на зоны горения и смешения (газосборник).

В-третьих, сближение скоростей движения потока воздуха и распространения пламени недостаточно для устойчивой (без срыва пламени) работы камеры сгорания. Процесс сгорания необходимо стабилизировать – пламя должно "стоять" на одном месте и поджигать натекающие новые порции топливовоздушной смеси (без постороннего постоянно работающего источника воспламенения). Эта задача решается путем организации зоны обратных токов 5 с помощью **фронтального устройства** 4, которым называют головную часть жаровой трубы вместе с воздушным завихрителем 3 вокруг топливной форсунки 2.

В-четвертых, для обеспечения высокой полноты сгорания топлива и экологических требований необходимо подготовить горючую смесь нужного состава и газодинамической структуры. Для этого топливо необходимо распылить и испарить. Далее в каждой точке зоны горения должен обеспечиваться местный коэффициент избытка воздуха, удовлетворяющий условию (4.11а). Наконец, чтобы поджечь топливо, его необходимо подогреть до температуры воспламенения.

Возникает, таким образом, задача подготовки горючей смеси: подача, распыливание и испарение топлива, перемешивание его с воздухом, воспламенение и поддержание постоянного очага пламени.

Эта ключевая задача включает в себя и три предыдущие, а разделение их, как отмечалось, является весьма условным. Она решается с помощью форсунок, системы подачи топлива и фронтального устройства, которое занимает центральное место в организации рабочего процесса камеры сгорания.

В-пятых, температура газа в очагах пламени и в прилегающих к ним зонах весьма существенно различается. Возникает поэтому задача не только снижения температуры продуктов сгорания до заданного уровня (что уже отмечалось при формулировании второй задачи), но еще и снижения неравномерности температурного поля в выходном сечении камеры. Эти две задачи решаются одновременно с помощью специально спроектированного для этой цели газосборника (см. рис. 4.5).

В-шестых, возникает задача охлаждения стенок жаровой трубы, поскольку путем лучистого и конвективного теплообмена им передается тепло от продуктов сгорания, температура которых при $\alpha_{з,г} \approx 1$ превышает 2500 К. Стенки при такой температуре прогорают, и конструкция может стать неработоспособной. Задача защиты стенок решается путем их охлаждения специально создаваемой воздушной пленкой.

Есть и еще одна задача – это *задача оптимизации и интенсификации всех процессов*, происходящих в камере сгорания. Интенсивность внутрикамерных процессов оценивается временем пребывания газа в камере сгорания $\tau_{пр}$, которое обратно пропорционально средней скорости потока в миделевом сечении жаровой трубы и определяется по отношению объема жаровой трубы к объемному расходу протекающего через нее воздуха. Для современных камер сгорания время пребывания обычно менее одной сотой доли секунды. Подчеркнем, что каждая частица топливовоздушной смеси должна за это время пройти все сложные процессы, происходящие в камере сгорания.

Типичные схемы камер сгорания. Камеры сгорания по общей компоновке делятся на три типа (рис. 4.6):

индивидуальные, или трубчатые, камеры сгорания (рис. 4.6, а) представляют собой отдельный узел; на двигатель ставят несколько индивидуальных камер, каждая из которых имеет свой корпус и жаровую трубу, жаровые трубы соединены патрубками, перебрасывающими пламя;

блочная, или трубчато-кольцевая камера сгорания состоит из нескольких жаровых труб, размещенных в общем кольцевом корпусе; жаровые трубы в выходной части объединены газосборником в виде короткого кольцевого канала (рис. 4.6, б);

кольцевая камера сгорания состоит из кольцевого корпуса, внутри которого находится кольцевая жаровая труба, имеющая в головной части кольцевой ряд форсунок (рис. 4.6, в). Большинство существующих ГТД имеют, как правило, кольцевые прямоточные камеры сгорания, которые обладают рядом преимуществ перед трубчатыми и трубчато-кольцевыми камерами. С такими камерами обеспечивается более равномерное поле температур на входе в турбину и более надежный запуск двигателя. Кольцевая жаровая труба оказывает меньшее гидравлическое сопротивление течению воздуха, и для ее охлаждения требуется меньше воздуха.

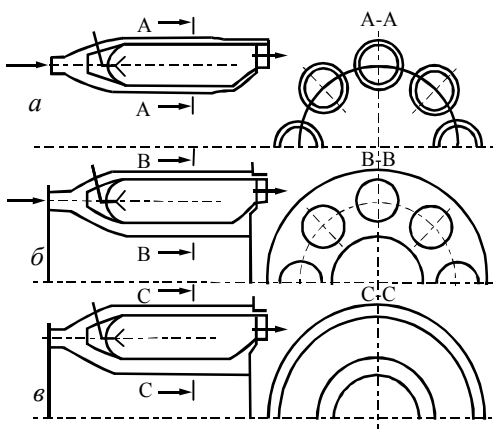


Рис. 4.6. Компонвочные схемы камер сгорания:

- a* – трубчатая; *б* – трубчато-кольцевая;
- в* – кольцевая

5. ГАЗОТУРБИННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ КАК ТЕПЛОВАЯ МАШИНА

5.1. ДИАГРАММА $i-s$ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ОСНОВНОГО КОНТУРА ГТД

Рабочий процесс ГТД наглядно иллюстрирует $i-s$ диаграмма. Если на ней провести линии $p = \text{const}$, $T = \text{const}$ ($i = \text{const}$) по значениям давления и температуры рабочего тела в характерных сечениях основного контура двигателя (см. рис. 1.1), то на пересечении получим точки, характеризующие состояние рабочего тела в этих сечениях. Соединив эти точки линиями, получим изображение цикла ГТД (контур Н-В-К-Г-Т-С-Н, рис. 5.1), который состоит из следующих процессов: Н-В – динамическое сжатие воздуха в воздухозаборнике за счет скоростного напора набегающего потока (этот процесс совершается частично перед воздухозаборником); В-К – механическое сжатие рабочего тела в компрессоре; К-Г – подвод тепла к рабочему телу в камере сгорания; Г-Т – расширение газа в турбине; Т-С – расширение газа в канале сопла; С-Н – изобарический отвод тепла от струи горячих газов, вытекающих из двигателя, во внешнюю среду.

Если кроме точек, характеризующих статические параметры рабочего тела в различных сечениях проточной части, на рис. 5.1 нанести точки, характеризующие полные параметры, то по $i-s$ диаграмме можно определить (в расчете на 1 кг рабочего тела):

кинетическую энергию скорости полета

$$\frac{V_{\text{п}}^2}{2} = i_{\text{н}}^* - i_{\text{н}};$$

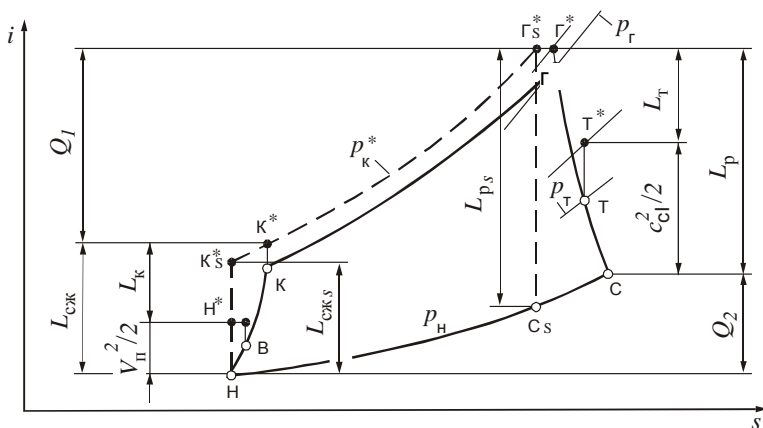


Рис. 5.1. Диаграмма $i-s$ рабочего процесса основного контура ГТД:
○ – статические параметры; ● – полные параметры

удельную работу сжатия воздуха в компрессоре

$$L_{\text{к}} = i_{\text{к}}^* - i_{\text{н}}^*;$$

тепло, подведенное к рабочему телу в камере сгорания,

$$Q_1 = i_{\text{г}}^* - i_{\text{к}}^*;$$

удельную работу расширения газа в турбине

$$L_{\text{т}} = i_{\text{г}}^* - i_{\text{т}}^*;$$

кинетическую энергию газового потока, вытекающего из основного контура двигателя,

$$\frac{c_{\text{сг}}^2}{2} = i_{\text{т}}^* - i_{\text{с}};$$

тепло, отведенное от рабочего тела в атмосферу,

$$Q_2 = i_{\text{с}} - i_{\text{н}}. \quad (5.1)$$

Сложив величины $V_{\text{п}}^2/2$ и $L_{\text{к}}$, получим условную величину, которую называют *суммарной работой сжатия* [31]:

$$L_{\text{сж}} = \frac{V_{\text{п}}^2}{2} + L_{\text{к}} = i_{\text{к}}^* - i_{\text{н}}. \quad (5.2)$$

Сложив величины $L_{\text{т}}$ и $c_{\text{сг}}^2/2$, получим условную величину – *суммарную работу расширения*:

$$L_{\text{р}} = L_{\text{т}} + \frac{c_{\text{сг}}^2}{2} = i_{\text{г}}^* - i_{\text{с}}. \quad (5.3)$$

Суммарным работам $L_{\text{сж}}$ и $L_{\text{р}}$ соответствуют объединенные процессы: Н–К – сжатия воздуха в воздухозаборнике и компрессоре; Г–С – расширения газа в турбине и в канале сопла.

Из рис. 5.1 следует, что

$$L_{\text{сж}} + Q_1 = L_{\text{р}} + Q_2. \quad (5.4)$$

Равенство (5.4) представляет собой, по существу, уравнение сохранения энергии.

По рассматриваемому циклу работают, как отмечалось, турбореактивный, двухконтурный и турбовинтовой (турбовальный) двигатели. Процесс подвода тепла в камере сгорания этих двигателей одинаков. Одинаков также и процесс отвода тепла в атмосферу. Не

различаются эти двигатели и по характеру протекания процесса сжатия, хотя в воздухозаборнике он может протекать по-разному в зависимости от условий полета. На рис. 5.1 приведена $i-s$ -диаграмма процесса сжатия для случая, когда скорость полета превышает скорость потока перед компрессором ($V_{п} > c_{в}$), что соответствует большим дозвуковым или сверхзвуковым скоростям полета, характерным для ТРДД и ТРД (см. рис. 1.1).

5.2. РАБОТА ЦИКЛА ГТД

Физический смысл работы цикла. В термодинамике *работой цикла* (строго говоря, удельной работой цикла) называют полезно используемое тепло, т.е. разность между теплом, подведенным к 1 кг рабочего тела и отведенным от него. На основании (5.4) можно записать

$$L_e = Q_1 - Q_2 = L_p - L_{сж}. \quad (5.5)$$

Выражая L_p и $L_{сж}$ через кинетическую энергию потока и работу узлов согласно (5.3) и (5.2), получаем

$$L_e = \frac{c_{cl}^2}{2} - \frac{V_{п}^2}{2} + L_{тII}, \quad (5.6)$$

где $L_{тII} = L_t - L_k$ – избыточная работа турбины.

В ТРДД избыточная работа турбины передается в наружный (второй – II) контур, а в ТВД – на винт. В ТРД механическая работа от двигателя не отводится ($L_{тII} = 0$), и полезное тепло, численно равное работе цикла, идет целиком на приращение кинетической энергии рабочего тела.

В общем случае работа цикла ГТД складывается из приращения кинетической энергии рабочего тела, проходящего через основной контур двигателя, и механической работы $L_{тII}$.

Необходимо подчеркнуть, что для ТРДД все величины, входящие в уравнение (5.6), отнесены к 1 кг рабочего тела, проходящего через основной (внутренний) контур двигателя.

Вывод формулы работы цикла, выраженной через параметры цикла. Выразим работу цикла через параметры рабочего процесса, для чего действительные работы расширения L_p и сжатия $L_{сж}$ в формуле (5.5) выразим через их идеальные значения (см. рис. 5.1), чтобы затем от отношения температур по уравнению изоэнтропы перейти к отношению давлений.

Отношение работ сжатия в идеальном и действительном процессах называют суммарным КПД процесса сжатия [31]:

$\eta_{\text{сж}} = L_{\text{сж},s} / L_{\text{сж}}$. Он показывает, какую долю от величины $L_{\text{сж}}$ составляет идеальная работа, затраченная на сжатие воздуха без потерь при одинаковой степени повышения давления в обоих случаях, и оценивает потери в процессе сжатия воздуха в воздухозаборнике и компрессоре. Для дозвуковых и небольших сверхзвуковых скоростей полета $\eta_{\text{сж}} = 0,75 \dots 0,85$.

Отношение действительной работы расширения к ее значению в идеальном процессе называют суммарным КПД расширения: $\eta_p = L_p / L_{p,s}$. С его помощью учитываются потери в камере сгорания, турбине и в канале сопла. Величина КПД η_p изменяется обычно в пределах $\eta_p = 0,85 \dots 0,95$.

Выражая действительную работу, затраченную на сжатие и расширение, через идеальную, а идеальную – через температуру начала и конца процесса и подставляя эти выражения в уравнение (5.5), имеем

$$L_e = c_{p2}(T_{\Gamma}^* - T_{\text{с},s}) \eta_p - c_p(T_{\text{к},s}^* - T_{\text{н}}) \frac{1}{\eta_{\text{сж}}}.$$

Если вынести T_{Γ}^* и $T_{\text{н}}$ за скобки, то с учетом уравнения изоэнтропы получим [31]

$$L_e = c_{p2} T_{\Gamma}^* \left(1 - 1/\pi_{\Sigma}^{\frac{k_2-1}{k_2}} \right) \eta_p - c_p T_{\text{н}} \left(\pi_{\Sigma}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{\text{сж}}}. \quad (5.7)$$

Здесь $\pi_{\Sigma} = p^* / p_{\text{н}}$ – **суммарная степень повышения (понижения) давления в цикле**, равная произведению степеней повышения давления во входном устройстве и компрессоре:

$$\pi_{\Sigma} = \pi_{\text{в}} \sigma_{\text{вх}} \pi_{\text{к}\Sigma}^*. \quad (5.8)$$

Из полученного уравнения видно, что *работа цикла зависит от величин T_{Γ}^* , π_{Σ} , которые называются параметрами рабочего процесса (их называют также параметрами цикла), КПД процессов сжатия $\eta_{\text{сж}}$ и расширения η_p , а также от температуры наружного воздуха $T_{\text{н}}$* . Она не зависит от давления наружного воздуха. С изменением скорости полета изменяется степень повышения давления $\pi_{\text{в}}$ и, следовательно, π_{Σ} . Поэтому работа цикла зависит от скорости полета.

5.3. ЗАВИСИМОСТЬ РАБОТЫ ЦИКЛА ОТ ЕГО ПАРАМЕТРОВ

Проанализируем зависимость работы цикла сначала от температуры газа перед турбиной, а затем от суммарной степени повышения давления при условии, что $T_{\text{н}}$, $\eta_{\text{сж}}$ и η_p постоянны.

5.3.1. Зависимость работы цикла от температуры газа перед турбиной

Пусть температура газа перед турбиной изменяется при $\pi_{\Sigma} = \text{const}$. Из уравнения (5.7) следует, что с увеличением температуры T_{Γ}^* работа расширения газа увеличивается пропорционально этой температуре, а работа сжатия от нее не зависит. Поэтому работа цикла изменяется по T_{Γ}^* линейно (рис. 5.3).

При снижении T_{Γ}^* работа цикла уменьшается и при некоторой минимальной температуре $T_{\Gamma \min}^*$ обращается в нуль. Используя уравнение (5.7), из условия $L_e = 0$ получаем выражение для $T_{\Gamma \min}^*$:

$$T_{\Gamma \min}^* = T_{\text{H}} \pi_{\Sigma}^{\frac{k-1}{k}} \frac{1}{\eta_{\text{сж}} \eta_{\text{p}}} = \frac{T_{\text{Ks}}^*}{\eta_{\text{сж}} \eta_{\text{p}}}. \quad (5.9)$$

Для идеального цикла (при отсутствии гидравлических потерь в процессах сжатия и расширения $\eta_{\text{сж}} = \eta_{\text{p}} = 1$) $T_{\Gamma \min}^* = T_{\text{Ks}}^*$. Следовательно, работа цикла равна нулю, когда температура газа перед турбиной равна температуре воздушного потока за компрессором и тепло к рабочему телу не подводится ($Q_{1 \min} = 0$).

Для действительного цикла минимальная температура газа перед турбиной выше температуры воздуха за компрессором, следовательно, тепло к рабочему телу подводится, т.е. $Q_{1 \min} > 0$. Так как работа цикла при этом равна нулю, все подведенное тепло идет на преодоление гидравлических потерь и отводится от двигателя с выхлопными газами.

5.3.2. Зависимость работы цикла от суммарной степени повышения давления

Рассмотрим зависимость работы цикла от суммарной степени повышения давления при условии, что другие параметры, от которых зависит величина L_e , неизменны. Для этого представим уравнение (5.7) в виде

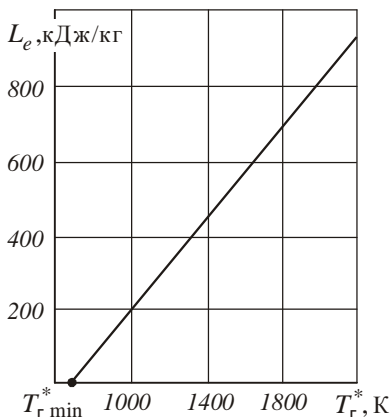


Рис. 5.3. Зависимость работы цикла L_e от T_{Γ}^* при $\pi_{\Sigma} = 25$, $T_{\text{H}} = 216 \text{ K}$, $\eta_{\text{сж}} = 0,85$, $\eta_{\text{p}} = 0,93$

$$L_e = c_p T_H \left(1 - 1/\pi_\Sigma^{k-1} \right) \eta_p \left[\frac{T_{г}^*}{T_H} - \pi_\Sigma^{k-1} \frac{1}{\eta_{сж} \eta_p} \right]. \quad (5.7a)$$

Из (5.7a) следует, что работа цикла равна нулю в двух случаях: при $\pi_\Sigma = 1$ и при

$$\pi_\Sigma = \left(\frac{T_{г}^*}{T_H} \eta_{сж} \eta_p \right)^{\frac{k}{k-1}} = \pi_{\Sigma пр}. \quad (5.9a)$$

В первом случае давление в камере сгорания равно атмосферному, отсутствует перепад давления при расширении газа и рабочее тело не работоспособно, хотя тепло к газу подводится.

Во втором случае работоспособность газа высокая (большой перепад давления в процессе расширения), но подведенного тепла хватает только на преодоление потерь. Это объясняется тем, что суммарная степень повышения давления достигает предельного значения $\pi_{\Sigma пр}$, при котором заданная температура становится минимальной $T_{г}^* = T_{г мин}^*$, цикл вырождается. Это очевидно, если из уравнения (5.9a) выразить $T_{г}^*$ через $\pi_{\Sigma пр}$. Так как работа цикла обращается в нуль при

двух значениях π_Σ (рис. 5.5), а величина L_e всегда положительна, то она должна иметь максимум.

Оптимальная степень повышения давления, как и величина $\pi_{\Sigma пр}$, является функцией степени повышения температуры рабочего тела $T_{г}^/T_H$ и потерь в цикле. Чем больше подведено тепла и меньше потери, тем больше величина $\pi_{\Sigma опт}$.*

Проведенный анализ показывает, что для значительного увеличения работы цикла необходимо изменять не только температуру газа перед турбиной, но и суммарную степень повышения давления.

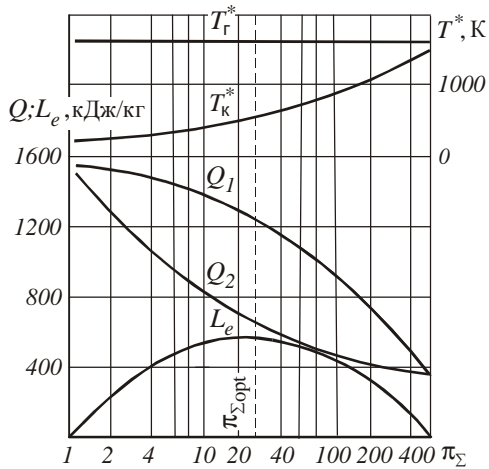


Рис. 5.5. Зависимости работы цикла и определяющих ее параметров от π_Σ при $T_H = 216$ К

5.4. ЭФФЕКТИВНЫЙ КПД

Эффективным КПД газотурбинного двигателя называют отношение работы цикла L_e к располагаемой энергии внесенного в двигатель топлива Q_0 :

$$\eta_e = L_e / Q_0.$$

Он показывает, какая часть располагаемой энергии топлива преобразуется в полезную работу и, следовательно, характеризует двигатель как тепловую машину.

Располагаемая энергия внесенного в двигатель топлива Q_0 , приходящегося на 1 кг воздуха, связана с теплом Q_1 , подведенным к 1 кг воздуха, через коэффициент полноты сгорания топлива. Согласно (4.3) $Q_0 = Q_1 / \eta_r$, и поэтому

$$\eta_e = \eta_r \frac{L_e}{Q_1}. \quad (5.11)$$

Умножим числитель и знаменатель полученной формулы на L_{es} (работа идеального цикла) и, пренебрегая различием Q_1 и Q_{1s} (тепло, подведенное в действительном и идеальном циклах), представим (5.11) в приближенном виде:

$$\eta_e \approx \eta_r \eta_t \eta_{r1}, \quad (5.12)$$

где $\eta_t = L_{es} / Q_{1s}$ – термический КПД идеального цикла; $\eta_{r1} = L_e / L_{es}$ – коэффициент гидравлических потерь в основном контуре двигателя.

Термический КПД показывает, какую часть от подведенного тепла составляет работа идеального цикла. Он учитывает потери тепла Q_{2s} , обусловленные несовершенством идеального цикла Брайтона ($p = \text{const}$).

Если в формулу $\eta_t = 1 - Q_{2s} / Q_{1s}$ подставить Q_{1s} и Q_{2s} , выраженные через параметры цикла,

$$Q_{1s} = c_p \left(T_{r^*} - T_H \pi_{\Sigma}^{\frac{k-1}{k}} \right); \quad Q_{2s} = c_p \left(T_{r^*} / \pi_{\Sigma}^{\frac{k-1}{k}} - T_H \right),$$

то получим

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\pi_{\Sigma}^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (5.13)$$

Из (5.13) видно, что термический КПД однозначно определяется суммарной степенью повышения давления в цикле.

Коэффициент гидравлических потерь η_{r1} показывает, какую часть от идеальной работы цикла составляет его эффективная (действительная) работа. Он учитывает работу, затраченную на преодоление гидравлических и газодинамических потерь в процессах сжатия, подвода тепла и расширения, $L_{r1} = L_{rcж} + L_{rp}$:

$$\eta_{r1} = 1 - \frac{L_{r1}}{L_{es}}. \quad (5.14)$$

Как следует из (5.11), эффективный КПД зависит от тех же параметров, от которых зависит работа цикла, и, кроме того, от коэффициента полноты сгорания топлива.

5.5. ЗАВИСИМОСТЬ ЭФФЕКТИВНОГО КПД ОТ ПАРАМЕТРОВ ЦИКЛА

Проанализируем зависимость η_e , как и L_e , сначала от T_r^* , затем от π_Σ при постоянных значениях T_H , $\eta_{сж}$, η_p и, кроме того, при $\eta_r = \text{const}$.

Зависимость эффективного КПД от температуры газа перед турбиной. Рассмотрим ее при $\pi_\Sigma = \text{const}$.

Если $T_r^* = T_{r\text{min}}^*$, то работа цикла равна нулю, а Q_1 больше нуля. Следовательно, согласно уравнению (5.11), эффективный КПД также равен нулю. В этом случае все подведенное тепло идет на преодоление потерь.

С ростом T_r^ увеличивается работа цикла, что приводит к повышению коэффициента гидравлических потерь η_{r1} (см. формулу (5.14), в которой величину L_{r1} с некоторыми допущениями можно принять постоянной) и, следовательно, эффективного КПД.*

Если T_r^* стремится к бесконечности, то η_{r1} стремится к пределу, равному, строго говоря, КПД процесса расширения, а η_e к произведению трех величин: термического КПД, КПД процесса расширения и коэффициента полноты сгорания топлива (рис. 5.10).

Зависимость эффективного КПД от суммарной степени повышения давления. Проанализируем эту зависимость при условии, что все остальные величины, от которых зависит η_e , постоянны.

При $\pi_\Sigma = 1$ и $\pi_\Sigma = \pi_{\Sigma\text{пр}}$ эффективный КПД равен нулю, так как работа цикла равна нулю, а подведенное тепло $Q_1 > 0$. Следовательно, в диапазоне значений π_Σ от 1 до $\pi_{\Sigma\text{пр}}$ КПД должен иметь максимум.

В указанном диапазоне эффективный КПД изменяется в соответствии с изменением произведения $\eta_t \eta_{r1}$. С увеличением

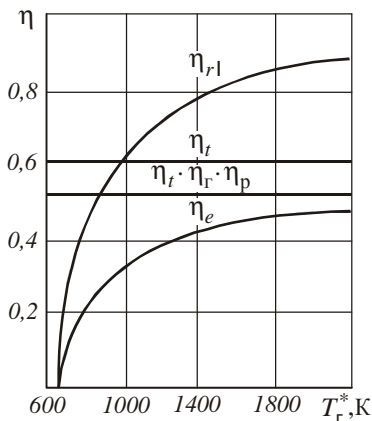


Рис. 5.10. Зависимости коэффициента гидравлических потерь и эффективного КПД от T_g^* ($\pi_\Sigma = 25$, $T_n = 216$ К)

диапазоне значений π_Σ , близких к $\pi_{\Sigma \text{opt}}$, эффективный КПД продолжает расти вследствие повышения термического КПД, при этом величина η_{r1} сохраняется примерно постоянной.

Наличие максимума эффективного КПД объясняется противоположным влиянием двух факторов: ростом работоспособности рабочего тела с увеличением π_Σ (ростом термического КПД) и уменьшением коэффициента гидравлических потерь вследствие снижения количества подведенного тепла при высоких значениях суммарной степени повышения давления. В конечном счете возникновение максимума эффективного КПД объясняется влиянием факторов, которые обуславливают максимум работы цикла.

Величина π_Σ , как и $\pi_{\Sigma \text{opt}}$, зависит от степени повышения температуры T_g^*/T_n и от потерь в цикле.

суммарной степени повышения давления термический КПД монотонно увеличивается (рис. 5.11). Коэффициент гидравлических потерь изменяется так же, как и работа идеального цикла, что следует из анализа формулы (5.14) при $L_{r1} = \text{const}$, и имеет максимум при соответствующей оптимальной степени повышения давления $\pi_{\Sigma \text{opt}}$.

С повышением π_Σ от 1 до $\pi_{\Sigma \text{opt}}$ эффективный КПД увеличивается, так как увеличиваются термический КПД и коэффициент гидравлических потерь. В

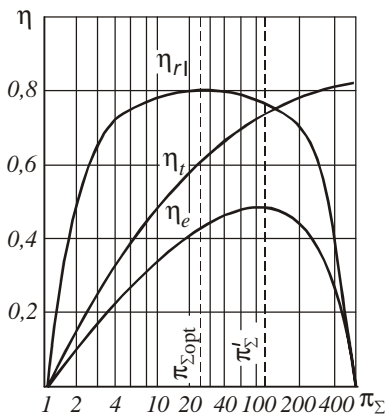


Рис. 5.11. Зависимости термического КПД, коэффициента гидравлических потерь и эффективного КПД от π_Σ ($T_g^* = 1600$ К, $T_n = 216$ К)

6. СИЛОВАЯ УСТАНОВКА С ГАЗОТУРБИНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ КАК ДВИЖИТЕЛЬ

Авиационная силовая установка является движителем, в котором создается сила, необходимая для передвижения летательного аппарата. Движитель служит, таким образом, для преобразования полученной в цикле работы в полезную работу передвижения.

Различают винтовые и струйные движители. К первым относится винт (винтовентилятор) ТВД и ТВАД, ко вторым – ТРД и ТРДД.

ТВАД является примером раздельного выполнения тепловой машины и движителя (под ТВАД будем понимать двигательную установку, состоящую из турбовального двигателя и винта). Для случая ТРД тепловая машина является одновременно движителем. Внутренний (основной) контур ТРДД также выполняет роль тепловой машины и движителя, но, кроме того, движителем служит специально для этой цели созданный наружный контур. Последнее относится и к ТВД, но только с тем различием, что роль наружного контура выполняет винт (винтовентилятор).

6.1. ТЯГА ДВИЖИТЕЛЯ

Теорема импульсов и ее применение для определения тяги. Тягой называется реактивная сила, которая развивается движителем в результате его взаимодействия с рабочим телом. Тяга возникает вследствие того, что движитель отбрасывает рабочее тело в сторону, противоположную полету, действуя на него с определенной силой. С такой же силой, но противоположно направленной, рабочее тело воздействует на движитель, образуя реактивную силу (тягу).

Тяга рассчитывается с помощью теоремы импульсов, согласно которой изменение полного импульса потока рабочего тела, проходящего через замкнутый контур, равно равнодействующей всех внешних сил, приложенных к объему рабочего тела, заключенного в этом контуре.

На рис. 6.1 показан замкнутый контур, который образован двумя сечениями, расположенными перпендикулярно потоку (сечением Н невозмущенного потока перед движителем и сечением С на выходе из движителя), и цилиндрической поверхностью, расположенной на достаточно большом расстоянии от движителя. Сечение Н и цилиндрическая поверхность выбираются на таком расстоянии от движителя, на каком параметры потока можно считать невозмущенными: давление равно атмосферному, а скорость потока равна скорости полета (двигатель предполагается неподвижным, а воздух – движущимся со скоростью полета).

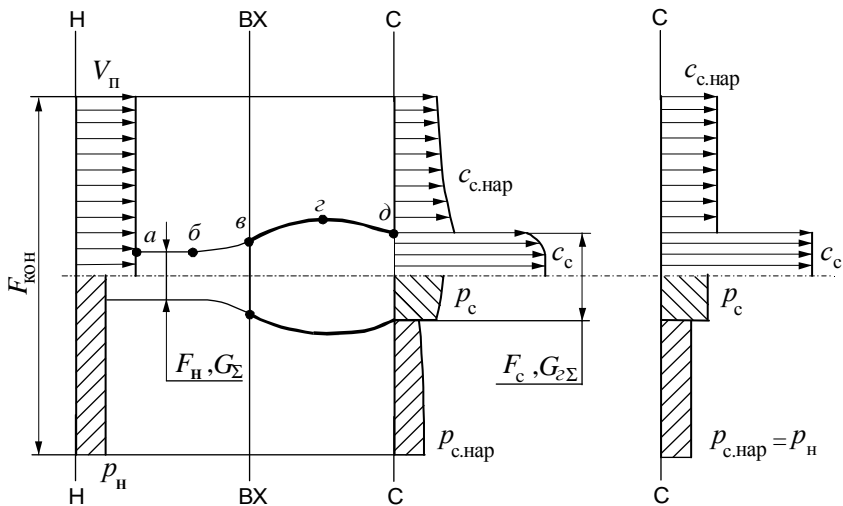


Рис. 6.1. Скорость потока и давление в характерных сечениях контура

Для выбранного контура теорема импульсов может быть записана следующим образом:

$$P_{\text{эф}} = \Phi_{\text{с}} - \Phi_{\text{н}}. \quad (6.1)$$

Здесь Φ – полный импульс потока в данном сечении, равный сумме динамического и статического импульсов:

$$\Phi = \int_0^G c \, dG + \int_0^F p \, dF. \quad (6.2)$$

В уравнении (6.1) $P_{\text{эф}}$ – **эффективная тяга** (реактивная сила, которая направлена против направления движения потока). Она представляет собой равнодействующую всех сил, приложенных к внутренним и внешним поверхностям движителя.

Чтобы рассмотреть силы, возникающие на внутренней и наружной сторонах кругового контура $abvzd$, запишем уравнение (6.1) для потока, проходящего через движитель, и потока, обтекающего его:

$$P_{\text{эф}} = (\Phi_{\text{с}} - \Phi_{\text{н}})_{\text{вн}} + (\Phi_{\text{с}} - \Phi_{\text{н}})_{\text{нар}}.$$

Обозначив изменение полного импульса для внутреннего и наружного потоков через P' и X' , запишем

$$P_{\text{эф}} = P' + X'. \quad (6.1a)$$

Согласно теореме импульсов $P' = (\Phi_c - \Phi_n)_{вн}$ – результирующая всех сил, действующих на контур $ab\epsilon\zeta d$ со стороны внутреннего потока; $X' = (\Phi_c - \Phi_n)_{нар}$ – результирующая всех сил, действующих на тот же контур со стороны наружного потока.

Вывод формул внутренней, эффективной и удельной тяги. Силы действия потока на контур складываются из сил нормального давления рабочего тела на этот контур и тангенциальных сил трения. Проекции этих сил на ось движителя определяются по уравнению импульсов, так как изменение полного импульса рассматривается только в направлении оси движителя (радиальные составляющие этих сил уравниваются, так как контур $ab\epsilon\zeta d$ – круговая поверхность и поток осесимметричный).

Пользуясь формулой (6.2), выразим силы P' и X' через параметры потока:

$$P' = \int_0^{G_{\zeta\Sigma}} c_c dG_{\zeta\Sigma} + \int_0^{F_c} p_c dF - G_{\Sigma} V_{\Pi} - F_n p_n;$$

$$X' = \int_0^{G_{нар}} c_{снар} dG_{нар} + \int_{F_c}^{F_{кон}} p_{снар} dF_{нар} - G_{нар} V_{\Pi} - (F_{кон} - F_n) p_n.$$

Заменяя истинные значения скорости и давления в сечении С их осредненными значениями (см. рис. 6.1) и предполагая, что среднее давление в сечении С для наружного потока равно атмосферному, получаем

$$P' = G_{\zeta\Sigma} c_c + F_c p_c - G_{\Sigma} V_{\Pi} - F_n p_n; \quad (6.1б)$$

$$X' = G_{нар} (c_{снар} - V_{\Pi}) + F_n p_n - F_c p_n. \quad (6.1в)$$

Сила P' – положительна, а X' – отрицательна, т.е. направлена по движению потока. Причем величина $p_n(F_n - F_c)$ представляет собой проекцию на ось двигателя силы атмосферного давления, действующего на контур $ab\epsilon\zeta d$ со стороны наружного потока.

Подставляя уравнения (6.1б) и (6.1в) в формулу (6.1а), получаем

$$P_{эф} = G_{\Sigma} (c_c v_c - V_{\Pi}) + F_c (p_c - p_n) + G_{нар} (c_{снар} - V_{\Pi}),$$

где $v_c = G_{\zeta\Sigma} / G_{\Sigma}$ – коэффициент изменения массы рабочего тела между сечениями Н и С.

В полученном уравнении обозначим:

$$P = G_{\Sigma} (c_c v_c - V_{\Pi}) + F_c (p_c - p_n), \quad (6.3)$$

$$X = G_{\text{нар}} (c_{\text{с нар}} - V_{\text{п}}). \quad (6.3a)$$

Тогда

$$P_{\text{эф}} = P + X. \quad (6.3б)$$

Силы P и X меньше рассмотренных ранее значений P' и X' на величину $p_{\text{н}}(F_{\text{н}} - F_{\text{с}})$.

Реактивную силу P называют внутренней тягой или просто тягой движителя. Внутренняя тяга является результирующей сил нормального избыточного (по сравнению с атмосферным) давления и тангенциальных сил трения, действующих на контур $ab\gamma d$ со стороны рабочего тела, проходящего через движитель. Точнее, сил, действующих на все внутренние поверхности движителя и, кроме того, на жидкий контур $ab\gamma$. Согласно (6.3), внутренняя тяга зависит от параметров потока в сечениях C и H . Если давление в сечении C равно атмосферному $p_{\text{с}} = p_{\text{н}}$, то

$$P = G_{\Sigma} (c_{\text{с}} v_{\text{с}} - V_{\text{п}}). \quad (6.3в)$$

Отношение тяги к расходу воздуха через движитель называют удельной тягой движителя (или удельной тягой двигателя). При $p_{\text{с}} = p_{\text{н}}$

$$P_{\text{уд}} = P / G_{\Sigma} = c_{\text{с}} v_{\text{с}} - V_{\text{п}}. \quad (6.4)$$

Коэффициент $v_{\text{с}}$, входящий в формулы (6.3) и (6.4), изменяется обычно в пределах 1,01 ... 1,04. Поэтому при качественном анализе влияния различных факторов на параметры ГТД в целях упрощения формул он принимается равным единице (гл. 6, 7, 9 и др.), а при термогазодинамическом расчете двигателя его необходимо учитывать (гл. 8).

Удельная тяга движителя определяется приращением скорости рабочего тела в движителе относительно скорости полета. Абсолютная тяга, согласно (6.3в), пропорциональна, кроме того, расходу рабочего тела через движитель.

В формуле для эффективной тяги $P_{\text{эф}}$ (6.3б) сила X (как и X') отрицательна (в уравнении (6.3a) скорость потока $c_{\text{с нар}} < V_{\text{п}}$) и выражает внешнее сопротивление движителя. *Эффективная тяга, таким образом, равна разности между внутренней тягой и силой внешнего сопротивления движителя.* Она затрачивается на совершение полезной работы по преодолению внешнего сопротивления летательного аппарата и его инерции. Внутренняя тяга затрачивается, кроме того, для преодоления внешнего сопротивления, создаваемого в полете самим движителем.

Образование и место приложения тяги. Следует помнить, что тяга является результирующей всех сил, приложенных ко всем поверхностям движителя. Известное утверждение: "Тяга образуется в сопле и приложена к

соплу" – ошибочное в принципе. Тяга образуется во всех элементах, где есть изменение полного импульса, и приложена соответственно ко всем элементам движителя.

6.2. ТРД И ТВД КАК ЧАСТНЫЕ СЛУЧАИ ТРДД

В пятой главе отмечалось, что полезно используемое тепло цикла ГТД затрачивается в общем случае на приращение кинетической энергии рабочего тела, проходящего через основной контур двигателя, и на создание избыточной работы на валу турбины (5.6). Проследим за дальнейшим преобразованием избыточной работы турбины ГТД, являющегося двигательной установкой летательного аппарата (рис. 6.3).

В двухконтурном ТРД избыточная работа турбины передается компрессору наружного контура. Пренебрегая механическими потерями в трансмиссии на эту передачу, запишем уравнение баланса мощностей турбины $N_{тII}$ и компрессора $N_{кII}$ наружного контура:

$$N_{тII} = N_{кII}.$$

Представим величину мощности в виде произведения удельной работы на секундный расход рабочего тела; тогда, пренебрегая изменением массы рабочего тела в проточной части двигателя, получим

$$L_{тII} G_I = L_{кII} G_{II},$$

или

$$L_{тII} = L_{кII} m, \tag{6.5}$$

где $m = G_{II}/G_I$ – степень двухконтурности.

Работу $L_{кII}$, подведенную к 1 кг воздуха, проходящего через наружный контур, выразим через кинетическую энергию на основании уравнения энергии, записанного для сечений Н и СII :

$$i_H + \frac{V_H^2}{2} + L_{кII} = i_{CII} + \frac{c_{CII}^2}{2},$$

откуда

$$L_{кII} = L_{rII} + \frac{c_{CII}^2 - V_H^2}{2},$$

где $L_{rII} = i_{CII} - i_H$ – потери тепла с рабочим телом, выходящим из наружного контура (рис. 6.4).

Эти потери возникают вследствие того, что часть механической энергии затрачивается на преодоление гидравлических сопротивлений в наружном

контуре, преобразуясь в тепловую энергию, что приводит к увеличению температуры рабочего тела.

Подставляя полученное выражение для $L_{кII}$ в (6.5), а (6.5) – в (5.6), получим

$$L_e = \frac{c_{cl}^2 - V_{п}^2}{2} + \frac{c_{cII}^2 - V_{п}^2}{2} m + L_{rII} m. \quad (6.6)$$

Уравнение (6.6) выведено для двухконтурного двигателя, но оно справедливо и для ТВД. В этом случае под m понимается отношение расхода воздуха через винт (G_{II}) к расходу воздуха через двигатель, а под L_{rII} – потери в винте. Полученное уравнение справедливо и для ТРД, так как для случая $m = 0$ его можно представить в виде равенства (5.6) при $L_{тII} = 0$.

Из уравнения (6.6) следует, что работа цикла любого из трех основных типов ГТД складывается из приращения кинетической энергии рабочего тела, проходящего через основной и наружный контуры двигателя (для ТРДД) или через основной контур и винт (для ТВД), и работы, затраченной на преодоление гидравлических потерь. Подчеркнем, что величина L_e определяется в расчете на 1кг рабочего тела, проходящего через внутренний (основной контур).

Как показано в разд. 6.1, приращение скорости рабочего тела приводит к возникновению тяги. Следовательно, тяга создается и основным контуром двигателя, и наружным контуром ТРДД, и винтом ТВД. Все это – движители. Необходимо, однако, иметь в виду, что в ТРД и ТРДД скорость рабочего тела увеличивается в процессе расширения газа. Такие движители называются струйными; они отличаются от винтовых, в которых механическая энергия вращения преобразуется в приращение кинетической энергии путем отбрасывания винтом массы проходящего через него воздуха.

Степень двухконтурности рассматриваемых двигателей лежит в следующих пределах:

- $m = 0$ – для ТРД;
- $m = 0,2 \dots 10$ – для современных ТРДД;
- $m = 15 \dots 20$ – для разрабатываемых ТРДДсв;
- $m = 25 \dots 100$ – для ТВ(В)Д с самолетным винтом (винтовентилятором);
- $m = 500 \dots 1000$ – для ТВАД с вертолетным (несущим) винтом.

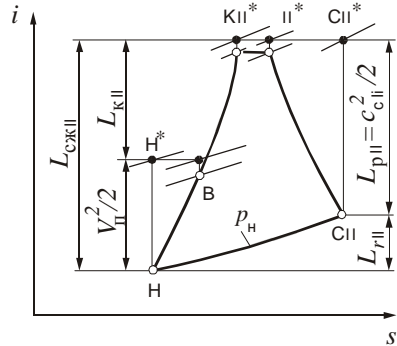


Рис. 6.4. Диаграмма i - s рабочего процесса в наружном контуре ТРДД

6.3. КПД АВИАЦИОННОГО ДВИЖИТЕЛЯ

Как отмечалось ранее, двигатель преобразует механическую энергию, численно равную работе цикла, в полезную работу передвижения летательного аппарата. Для него величина $L_e G_1$ выражает располагаемую, а $P V_{\Pi}$ – полезную работу, произведенную в единицу времени. Отношение этих работ назовем *КПД двигателя*:

$$\eta_{\text{дж}} = \frac{P V_{\Pi}}{L_e G_1}. \quad (6.7)$$

Он показывает, какую долю от работы цикла составляет полезная работа передвижения летательного аппарата, и характеризует совершенство силовой установки как двигателя.

КПД двигателя учитывает гидравлические потери и потери кинетической энергии. Чтобы показать это, преобразуем формулу (6.7). Упростим вначале уравнение (6.6), приняв $c_{c\Pi} = c_{c1} = c_c$, и представим его в следующем виде:

$$L_e \eta_{r\Pi} = \frac{c_c^2 - V_{\Pi}^2}{2} (m + 1), \quad (6.6a)$$

где $\eta_{r\Pi}$ – коэффициент гидравлических потерь наружного контура ТРДД (винта ТВД); с его помощью оцениваются гидравлические потери в долях работы цикла,

$$\eta_{r\Pi} = 1 - \frac{L_{r\Pi} m}{L_e}. \quad (6.8)$$

Подставив значение работы цикла из (6.6a) в (6.7), получим

$$\eta_{\text{дж}} = \eta_{r\Pi} \eta_{\Pi}. \quad (6.9)$$

Через η_{Π} обозначен *полетный КПД двигателя* – отношение полезной работы передвижения летательного аппарата к приращению кинетической энергии рабочего тела, проходящего через двигатель:

$$\eta_{\Pi} = \frac{P V_{\Pi}}{\frac{c_c^2 - V_{\Pi}^2}{2} G_{\Sigma}}. \quad (6.10)$$

Таким образом, *КПД двигателя равен произведению коэффициента гидравлических потерь $\eta_{r\Pi}$ и полетного КПД*. Проанализируем зависимость коэффициентов $\eta_{r\Pi}$ и η_{Π} от различных факторов для ТРДД как общего случая ТРД и ТВД.

6.3.1. Коэффициент гидравлических потерь

Как следует из уравнения (6.6а), коэффициент гидравлических потерь $\eta_{r\parallel}$ показывает, какую часть от работы цикла составляет приращение кинетической энергии рабочего тела в двигателе. Из (6.8) следует, что для ТРД $\eta_{r\parallel} = 1$, для ТРДД и ТВД $\eta_{r\parallel} < 1$.

Преобразуем (6.8), выразив потери в наружном контуре через работы сжатия и расширения воздуха (см. рис. 6.4):

$$L_{r\parallel} = L_{сж\parallel} - L_{р\parallel} = L_{сж\parallel} (1 - \eta_{\parallel}).$$

Здесь η_{\parallel} – КПД наружного контура [9]:

$$\eta_{\parallel} = L_{р\parallel} / L_{сж\parallel}. \quad (6.11)$$

Подставляя величину $L_{сж\parallel}$, равную сумме работы компрессора и кинетической энергии скорости полета, в формулу для $L_{r\parallel}$, а полученное выражение – в (6.8), будем иметь

$$\eta_{r\parallel} = 1 - \frac{L_{к\parallel} m}{L_e} (1 - \eta_{\parallel}) - \frac{V_{п}^2 / 2}{L_e} (1 - \eta_{\parallel}) m.$$

В данной формуле произведение $L_{к\parallel} m$, если не учитывать механические потери, равно значению избыточной работы турбины $L_{т\parallel}$ (6.5). Обозначим отношение работы турбины $L_{т\parallel}$ к работе цикла L_e , представляющее собой долю работы цикла, передаваемую в наружный контур, через x :

$$x = L_{т\parallel} / L_e. \quad (6.12)$$

Тогда

$$\eta_{r\parallel} = 1 - x (1 - \eta_{\parallel}) - \frac{V_{п}^2 / 2}{L_e} (1 - \eta_{\parallel}) m. \quad (6.13)$$

Как следует из выражения (6.13), коэффициент гидравлических потерь $\eta_{r\parallel}$ зависит от степени двухконтурности и доли работы цикла x , передаваемой в наружный контур, от скорости полета и работы цикла, а также от аэродинамического совершенства наружного контура (η_{\parallel}). С увеличением m , x , $V_{п}$ и при снижении L_e и η_{\parallel} коэффициент $\eta_{r\parallel}$ уменьшается.

6.3.2. Полетный КПД

Полетный КПД показывает (6.10), какую часть от приращения кинетической энергии рабочего тела, проходящего через движитель, составляет полезная работа, затраченная на передвижение летательного аппарата.

Подставим в (6.10) тягу P , выраженную, согласно (6.3в), через приращение скоростей. В результате для $c_{\text{сн}} = c_{\text{сн}}$ получим

$$\eta_{\text{п}} = \frac{2}{1 + c_{\text{с}} / V_{\text{п}}} \cdot \quad (6.14)$$

Выражая $c_{\text{с}}$ через удельную тягу по формуле (6.4) и подставляя это значение в (6.14), имеем

$$\eta_{\text{п}} = \frac{2}{2 + P_{\text{уд}} / V_{\text{п}}} \cdot \quad (6.14a)$$

Из формул (6.14) и (6.14a) следует, что полетный КПД зависит от скорости рабочего тела за движителем и скорости полета. При заданном значении $V_{\text{п}}$ величина $\eta_{\text{п}}$ однозначно определяется удельной тягой движителя.

Если $V_{\text{п}} = 0$, то и $\eta_{\text{п}} = 0$, так как работа передвижения не совершается. Если $P_{\text{уд}} = 0$, то $\eta_{\text{п}} = 1$. С увеличением удельной тяги движителя при постоянной скорости $V_{\text{п}}$ полетный КПД уменьшается. И наоборот, с увеличением скорости полета при $P_{\text{уд}} = \text{const}$ или $c_{\text{с}} = \text{const}$ полетный КПД увеличивается.

Полетным КПД учитываются специфические потери, характерные для движителя, взаимодействующего с воздушной средой.

6.4. СРАВНЕНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ ГТД КАК ДВИЖИТЕЛЕЙ

6.4.1. Удельная тяга ГТД

Как отмечалось в предыдущем разделе, совершенство движителя характеризуется величиной его КПД $\eta_{\text{дж}}$. При постоянных значениях работы цикла и скорости полета КПД движителя однозначно определяется отношением тяги к расходу воздуха через основной контур двигателя (6.7). Это отношение представляет собой **удельную тягу двигателя в расчете на 1 кг рабочего тела, проходящего через внутренний контур, т.е. на 1 кг рабочего тела, к которому подводится тепло: $P_{\text{уд Г1}} = P / G_1$.**

В разд. 6.1 было введено понятие удельной тяги двигателя $P_{уд}$ (6.4). Из сравнения $P_{уд G1}$ и $P_{уд}$ следует, что эти удельные тяги связаны соотношением

$$P_{уд G1} = P / G_1 = P_{уд} (m + 1), \quad (6.15)$$

где $(m + 1) = G_{\Sigma} / G_1$ – отношение суммарного расхода воздуха через двигатель к расходу воздуха через основной контур двигателя.

Необходимо подчеркнуть, что для двухконтурного ТРД характерны две величины расхода воздуха:

$G_{\Sigma} = G_1 + G_{II}$ – расход воздуха, проходящего через двигатель и, следовательно, участвующего в создании тяги;

G_1 – расход воздуха, проходящего через тепловую машину и участвующего в преобразовании тепловой энергии топлива в механическую работу L_e .

В соответствии с этим целесообразно рассматривать и две характерные удельные тяги. *Удельная тяга $P_{уд}$ при заданной тяге однозначно определяет суммарный расход воздуха (6.4) и, следовательно, габариты двигателя. Значение удельной тяги $P_{уд G1}$ при заданной скорости полета определяется, согласно (6.7), величинами L_e и $\eta_{дж}$:*

$$P_{уд G1} = \eta_{дж} \frac{L_e}{V_{II}}, \quad (6.16)$$

следовательно, она характеризует как термодинамическое совершенство двигателя, так и совершенство двигателя. В следующей главе будет показано, что при неизменных внешних условиях и параметрах цикла величиной $P_{уд G1}$ однозначно определяется удельный расход топлива. При заданном расходе воздуха через основной контур ею однозначно определяется тяга двигателя.

Следует помнить, что соотношение между $P_{уд}$ и $P_{уд G1}$ определяется степенью двухконтурности (6.15). Поэтому если $m = \text{const}$, то при анализе влияния различных факторов на удельную тягу достаточно рассматривать одну из этих величин, поскольку другая изменяется аналогично. Если же $m \neq \text{const}$, то нужно анализировать обе удельные тяги, поскольку соотношение между ними изменяется.

Удельная тяга двигателя зависит от ряда факторов. В общем случае эта зависимость достаточно сложна и будет рассмотрена далее. Проанализируем частный случай, когда $c_{II} = c_{I}$. Из уравнения (6.6а) для этого случая получим

$$c_c = \sqrt{\frac{2L_e \eta_{r\parallel}}{m+1} + V_{\parallel}^2}. \quad (6.17)$$

Подставив значение c_c в (6.4), определим $P_{уд}$, а следовательно, и

$$P_{удG1} = \left(\sqrt{\frac{2L_e \eta_{r\parallel}}{m+1} + V_{\parallel}^2} - V_{\parallel} \right) (m+1). \quad (6.18)$$

Из выражения (6.18) получим формулу для удельной тяги ТРД ($m=0, \eta_{r\parallel}=1$):

$$P_{уд} = \sqrt{2L_e + V_{\parallel}^2} - V_{\parallel}. \quad (6.18a)$$

Удельная тяга ТРД при заданной скорости полета однозначно определяется работой цикла. Удельная тяга ТРДД и ТВД при заданной скорости V_{\parallel} и принятом условии $c_{c\parallel} = c_{c1}$ зависит, кроме того, от степени двухконтурности и коэффициента гидравлических потерь $\eta_{r\parallel}$.

6.4.2. Зависимость удельной тяги от степени двухконтурности

Сравнение ТРД, ТРДД и ТВД как двигателей выполним при одинаковых параметрах рабочего процесса и неизменных внешних условиях. В предыдущей главе было показано, что три рассматриваемых типа двигателя не различаются как тепловые машины, и при принятом условии работа цикла у них одинаковая. Одинаковые также температура T_k^* и относительный расход топлива q_T . Проанализируем влияние степени двухконтурности на удельную тягу ($P_{уд}$ и $P_{удG1}$) ТРДД как общий случай рассматриваемых ГТД.

Из (6.17) вытекает, что с увеличением степени двухконтурности скорость c_c и, следовательно, удельная тяга двигателя $P_{уд}$ уменьшаются, что объясняется увеличением доли рабочего тела G_{\parallel} , к которому не подводится тепло, т.е. распределением энергии по большей массе рабочего тела. Это приводит к уменьшению потерь кинетической энергии с выходной скоростью и к увеличению полетного КПД (6.14).

Увеличение полетного КПД является фактором, повышающим КПД двигателя. Однако величина $\eta_{дж}$, как уже отмечалось, зависит и от коэффициента гидравлических потерь в наружном контуре ТРДД (винте ТВД).

Рассмотрим идеальный двигатель, когда $\eta_{r\parallel} = 1$, $\eta_{дж} = \eta_{\parallel}$. При этом удельная тяга $P_{удG1}$ в расчете на 1 кг рабочего тела, к которому подводится тепло, будет изменяться пропорционально изменению полетного КПД (6.16),

и увеличение степени двухконтурности приведет к непрерывному росту КПД двигателя и удельной тяги $P_{уд G1}$.

Удельная тяга будет стремиться к максимальному значению $(P_{уд G1})_{max} = L_e / V_{п}$ в предельном случае, когда степень двухконтурности стремится к бесконечности, а КПД двигателя – к единице. В частном случае ($V_{п} = 0$) бесконечно большой степени двухконтурности соответствует бесконечно большая удельная тяга $P_{уд G1}$.

Для реального двигателя с увеличением степени двухконтурности коэффициент гидравлических потерь η_{rII} уменьшается (6.8), в этом случае гидравлические потери растут, а потери кинетической энергии уменьшаются. Причем вначале преобладающее влияние на $\eta_{дж}$ оказывает полетный КПД, а затем – коэффициент гидравлических потерь. *Противоположное влияние двух факторов приводит к тому, что КПД двигателя и удельная тяга $P_{уд G1}$ по степени двухконтурности имеют максимум (рис. 6.6).*

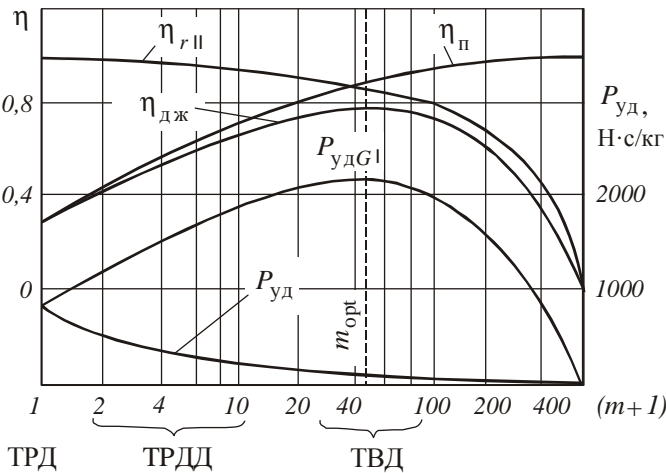


Рис. 6.6. Зависимость удельной тяги и определяющих ее параметров от степени двухконтурности ($L_e = 560$ кДж/кг, $V_{п} = 200$ м/с, $\eta_{II} = 0,96$)

Оптимальная степень двухконтурности зависит от работы цикла, потерь в наружном контуре и от скорости полета. Чем больше работа цикла и меньше потери в наружном контуре, тем большая степень двухконтурности необходима для получения максимальной тяги. С уменьшением скорости полета оптимальная степень двухконтурности увеличивается.

6.5. НАИВЫГОДНЕЙШЕЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГИИ МЕЖДУ КОНТУРАМИ ТРДД

В предыдущем разделе зависимость удельной тяги ТРДД от степени двухконтурности рассматривалась для частного случая распределения энергии между контурами ($c_{cl} = c_{cl}$).

6.5.2. Зависимость удельной тяги от распределения энергии между контурами ТРДД

Зависимость удельной тяги от коэффициента x , характеризующего распределение энергии между контурами, проанализируем при условии, когда $m = \text{const}$ и все остальные параметры, от которых зависит $P_{уд}$, неизменны. (Так как при $m = \text{const}$ величины $P_{уд G1}$ и $P_{уд}$ однозначно определяют друг друга, то результаты анализа одинаково относятся к $P_{уд G1}$, $P_{уд}$ и к абсолютной тяге.)

Пусть $x = 0$. В этом случае в наружный контур энергия не передается, а скорость потока на выходе из наружного контура из-за влияния потерь меньше скорости полета и, следовательно, в наружном контуре возникает отрицательная тяга. Поэтому при $x = 0$ удельная тяга ТРДД меньше удельной тяги ТРД.

С увеличением x повышаются работа турбины $L_{тII}$, передаваемая в наружный контур, работа компрессора наружного контура $L_{кII}$, степень повышения давления $\pi_{кII}^*$, скорость истечения из наружного контура и одновременно снижается скорость истечения рабочего тела из внутреннего контура. Тяга наружного контура растет, а внутреннего – снижается. Одновременно полетный КПД наружного контура уменьшается, внутреннего – увеличивается (рис. 6.8).

При $x = 1$ тяга внутреннего контура равна нулю, так как вся энергия передается в наружный контур. При этом тяга наружного контура ТРДД близка к тяге ТРД, если в частном случае принять $m = 1$ (6.21).

Итак, в двух крайних случаях распределения энергии – при $x = 0$ и $x = 1$ – тяга ТРДД при $m = 1$ примерно равна (а в случае идеального наружного контура, $\eta_{II} = 1$, строго равна) тяге ТРД. Из этого следует, что при $0 < x < 1$ тяга должна иметь максимум, так как в двухконтурном двигателе она больше, чем в одноконтурном (см. разд. 6.4). Последний вывод справедлив и для случаев, когда $m \neq 1$.

Из формулы (6.16) видно, что при принятых условиях (L_e и V_{II} постоянны) удельная тяга $P_{уд G1}$ может изменяться только за счет изменения КПД движителя $\eta_{дж}$. *Максимум КПД движителя, а следовательно,*

максимум тяги, при изменении x возникает вследствие противоположного изменения полетных КПД внутреннего ($\eta_{пI}$) и наружного ($\eta_{пII}$) контуров.

С увеличением коэффициента x от 0 до оптимального значения КПД двигателя повышается благодаря преобладающему влиянию на него увеличения полетного КПД $\eta_{пI}$, т.е. вследствие доминирующего влияния

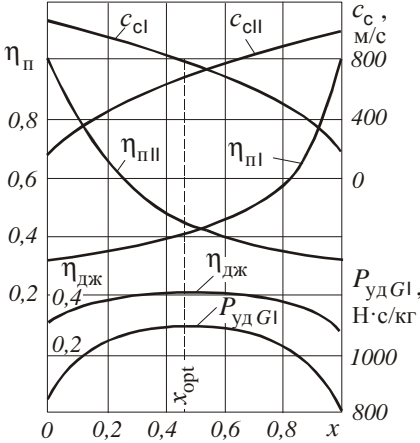


Рис. 6.8. Зависимости удельной тяги ТРДД и определяющих ее величин от x
 ($L_e = 560$ кДж/кг, $V_{пI} = 200$ м/с, $m = 1$)

снижения потерь кинетической энергии с выходной скоростью $c_{сI}$. Дальнейшее увеличение x от оптимального значения до единицы приводит к снижению $\eta_{дж}$, что объясняется преобладающим влиянием на него уменьшения полетного КПД $\eta_{пII}$, т.е. доминирующим влиянием повышения потерь кинетической энергии с выходной скоростью $c_{сII}$ (см. рис. 6.8). При оптимальном x суммарные потери энергии минимальны. Оптимальным является равномерное распределение энергии по массе рабочего тела. Равномерному распределению энергии соответствуют одинаковые скорости истечения $c_{сII} = c_{сI}$, одинаковые

полетные КПД наружного и внутреннего контуров и минимум потерь кинетической энергии с выходной скоростью.

Расчеты показывают, что в широком диапазоне изменения степени двухконтурности удельная тяга $P_{уд G1}$ ТРДД, рассчитанная по формуле (6.18), незначительно отличается от максимальной удельной тяги. Поэтому в дальнейшем зависимость удельной тяги $P_{уд G1}$ ГТД от различных факторов анализируется по формуле (6.18), что примерно соответствует случаю оптимального распределения энергии.

7. ОСНОВНЫЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ УДЕЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГТД

7.1. ОБЩИЙ КПД И УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ТОПЛИВА

Общим КПД называется отношение полезной работы $P V_{\Pi}$ передвижения летательного аппарата к располагаемой энергии $G_{\Gamma} H_u$ внесенного в двигатель топлива:

$$\eta_o = \frac{P V_{\Pi}}{G_{\Gamma} H_u} = \frac{P V_{\Pi}}{G_{\Gamma} Q_0}. \quad (7.1)$$

Так как отношение тяги двигателя к расходу воздуха через основной контур равно удельной тяге $P_{удГ\Gamma}$ в расчете на 1 кг рабочего тела, к которому подводится тепло, то выражение общего КПД можно записать в следующем виде:

$$\eta_o = \frac{P_{удГ\Gamma} V_{\Pi}}{Q_0}. \quad (7.1a)$$

Умножая числитель и знаменатель полученного выражения на работу цикла, имеем

$$\eta_o = \eta_e \eta_{дж}. \quad (7.2)$$

Общий КПД показывает, какая часть располагаемой энергии внесенного в двигатель топлива преобразуется в полезную работу передвижения летательного аппарата. Он характеризует двигатель в целом: и как тепловую машину, и как движитель.

Однако общим КПД нельзя оценивать эффективность двигателя при $V_{\Pi} = 0$, так как в этих условиях $\eta_o = 0$. А поскольку большая часть испытаний авиационных двигателей ведется в стендовых условиях при нулевой скорости полета, на практике в качестве критерия топливной экономичности турбореактивного двигателя используется удельный расход топлива $C_{уд}$ (1.2).

Выражая расход топлива и тягу в формуле (1.2) соответственно через относительный расход топлива q_{Γ} и удельную тягу $P_{удГ\Gamma}$, получаем

$$C_{уд} = \frac{3600 q_{\Gamma} v'_{\Gamma}}{P_{удГ\Gamma}}, \quad (7.3)$$

где $v'_{\Gamma} = G_{в\Gamma} / G_{в\Gamma}$ – коэффициент изменения массы воздуха в проточной части двигателя от сечения В до Г (изменением массы рабочего тела пренебрегаем, коэффициент v'_{Γ} принимаем равным единице).

Связь между $C_{уд}$ и η_o очевидна, поскольку из (7.1) получаем секундный удельный расход топлива $G_T/P = V_{п}/(\eta_o H_u)$ и тогда

$$C_{уд} = \frac{3600 V_{п}}{\eta_o H_u}. \quad (7.4)$$

7.2. ЗАВИСИМОСТЬ УДЕЛЬНОЙ ТЯГИ И УДЕЛЬНОГО РАСХОДА ТОПЛИВА ОТ ПАРАМЕТРОВ ЦИКЛА

Влияние параметров цикла (температуры газа перед турбиной и суммарной степени повышения давления) на удельные параметры двигателя рассмотрим при условии, что величины $V_{п}$, T_n , $\eta_{сж}$, η_p , $\eta_{п}$, η_r и m сохраняются неизменными, а распределение энергии между контурами задается равенством скоростей $c_{сII} = c_{сI}$.

7.2.1. Зависимость удельных параметров двигателя от температуры газа перед турбиной

Влияние температуры T_r^* на удельные параметры двигателя рассмотрим при условии сохранения постоянной суммарной степени повышения давления.

Влияние температуры газа перед турбиной на удельную тягу. При принятых условиях его целесообразно анализировать по формуле (6.18). С повышением T_r^* возрастает работа цикла (см. разд. 5.3), что и оказывает определяющее влияние на удельную тягу: она повышается на всех трех типах ГТД вследствие увеличения количества тепла, подведенного к рабочему телу (рис. 7.1, а). Сделанный вывод относится и к удельной тяге движителя $P_{уд}$, и к удельной тяге $P_{удG1}$ в расчете на 1 кг рабочего тела, к которому подводится тепло.

Рост $P_{уд}$ при условии обеспечения заданной абсолютной тяги ведет к снижению габаритов и массы двигателя. Поэтому увеличение температуры газа перед турбиной – основная тенденция авиационного двигателестроения. С начала 40-х годов до конца XX века максимальная температура T_r^* увеличилась примерно в 2 раза: от 1000 до 2000 К.

Влияние температуры газа перед турбиной на удельный расход топлива. Удельный расход топлива изменяется обратно пропорционально общему КПД, который равен произведению эффективного КПД на коэффициент гидравлических потерь $\eta_{r,п}$ и на полетный КПД.

Подчеркнем, что влияние коэффициента $\eta_{r,п}$ качественно не отличается от влияния эффективного КПД (и физические причины их изменения одинаковы). Поэтому далее анализ функции трех переменных $\eta_o = f(\eta_e,$

η_{rII}, η_{II}) заменен анализом функции двух переменных $\eta_o = f(\eta_e, \eta_{II})$, что делает такой анализ более простым, но не менее строгим (рис. 7.1, б, в).

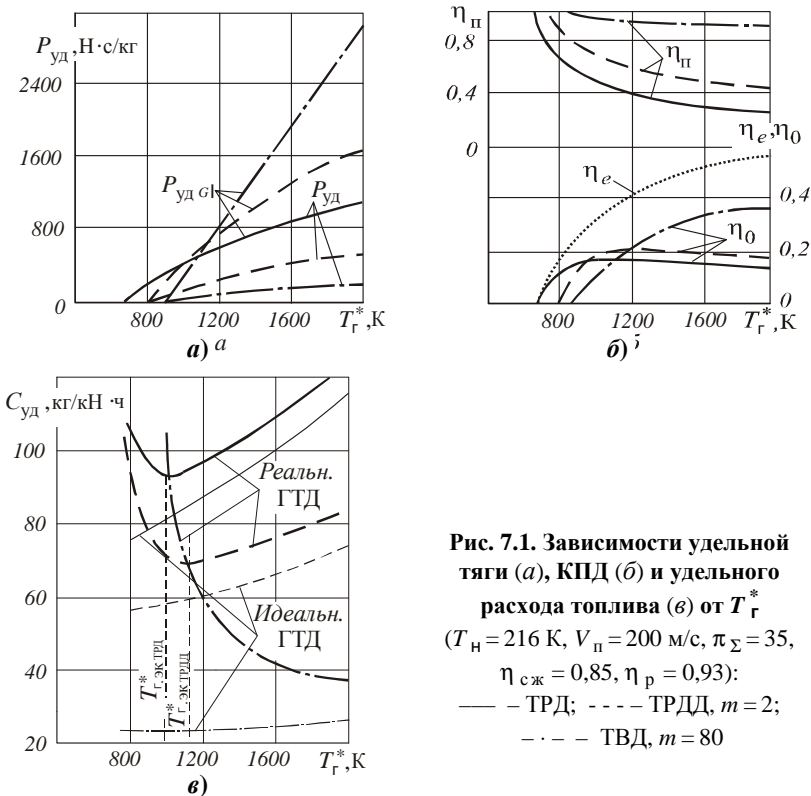


Рис. 7.1. Зависимости удельной тяги (а), КПД (б) и удельного расхода топлива (в) от $T_{гр}^*$
 ($T_H = 216 \text{ К}$, $V_H = 200 \text{ м/с}$, $\pi_\Sigma = 35$,
 $\eta_{сж} = 0,85$, $\eta_p = 0,93$):
 — — ТРД; - - - - ТРДД, $m = 2$;
 - · - · - - ТВД, $m = 80$

Как отмечалось, с повышением температуры газа перед турбиной увеличивается эффективный КПД (см. разд. 5.5), а также коэффициент гидравлических потерь η_{rII} , что объясняется увеличением работы цикла и уменьшением доли тепла, идущего на преодоление гидравлических потерь в обоих контурах двигателя. Одновременно увеличивается скорость рабочего тела за движителем c_c , а следовательно, и потери кинетической энергии с выходной скоростью, т.е. уменьшается полетный КПД.

Таким образом, с увеличением $T_{гр}^*$ на общий КПД и удельный расход топлива два фактора оказывают противоположное влияние. Вначале (при небольших температурах) преобладает уменьшение доли тепла, идущего на преодоление гидравлических потерь, затем (при высоких температурах) – увеличение потерь кинетической энергии. Это приводит к тому, что общий

КПД вначале увеличивается, затем уменьшается, а при некоторой температуре, которую называют экономической $T_{г.эк}^$, имеет место максимум.*

7.2.2. Зависимость удельных параметров двигателя от суммарной степени повышения давления

Влияние суммарной степени повышения давления на удельные параметры двигателя рассмотрим при условии сохранения постоянной температуры газа перед турбиной.

Зависимости удельной тяги и общего КПД от суммарной степени повышения давления имеют максимум, а удельного расхода топлива – минимум (рис. 7.3). Максимум удельной тяги всех трех типов ГТД совпадает с максимумом работы цикла, т.е. достигается при оптимальной степени повышения давления $\pi_{\Sigma опт}$ и объясняется противоположным влиянием на L_e двух факторов: увеличением термического КПД с ростом π_{Σ} и одновременным уменьшением количества подведенного тепла.

Максимум общего КПД и минимум удельного расхода топлива достигаются при суммарной степени повышения давления, которую называют экономической $\pi_{\Sigma эк}$. Наличие максимума КПД η_o (минимума $C_{уд}$) объясняется противоположным влиянием этих же двух факторов, однако на величину $\eta_o(C_{уд})$, строго говоря, влияет не уменьшение количества подведенного тепла, а возникающее в результате этого увеличение доли тепла, идущего на преодоление гидравлических потерь, т.е. уменьшение коэффициентов гидравлических потерь η_{rI} и η_{rII} (см. разд. 5.5 и 6.3).

Экономическая степень повышения давления и экономическая температура зависят от одинаковых параметров, но влияние этих параметров на $T_{г.эк}^*$ и $\pi_{\Sigma эк}$ противоположно. Увеличение степени двухконтурности, скорости полета или потерь в узлах сопровождается снижением коэффициента гидравлических потерь (6.13), влияние второго фактора усиливается, что и приводит к снижению $\pi_{\Sigma эк}$. Кроме того, $\pi_{\Sigma эк}$ зависит от температуры газа перед турбиной, увеличиваясь с ростом T_g^* . Для идеального ГТД экономическая степень повышения давления равна предельной $\pi_{\Sigma пр}$, т.е. увеличение π_{Σ} сопровождается непрерывным снижением удельного расхода топлива. При изменении $\pi_{\Sigma эк}$ изменяется, следовательно, и характер функции $C_{уд} = f(\pi_{\Sigma})$: с увеличением $\pi_{\Sigma эк}$ расширяется диапазон, в котором удельный расход топлива снижается по π_{Σ} (левая ветвь функции).

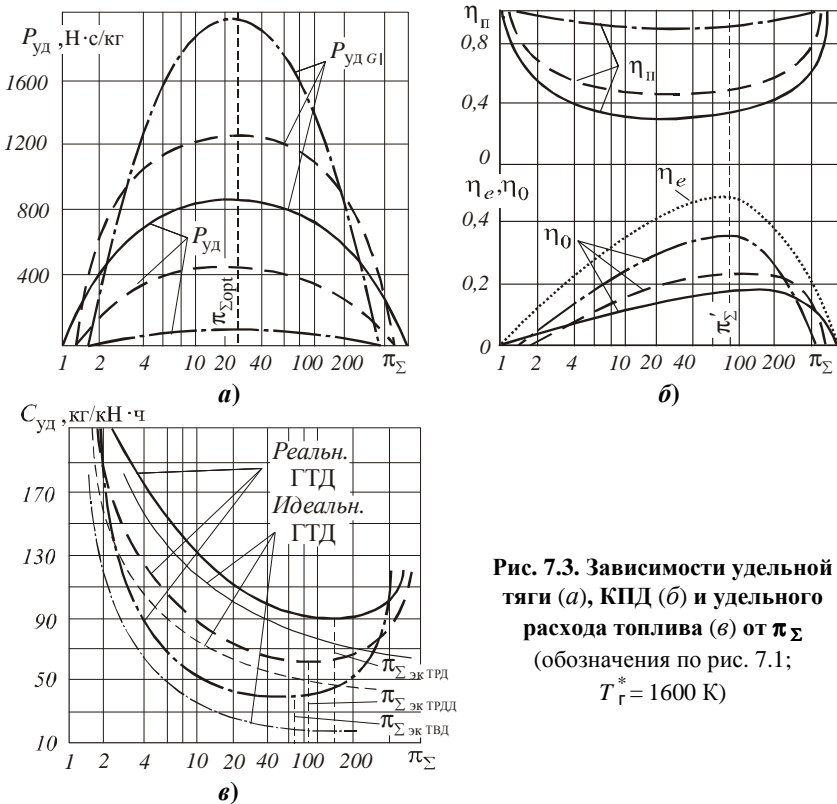


Рис. 7.3. Зависимости удельной тяги (а), КПД (б) и удельного расхода топлива (в) от π_{Σ} (обозначения по рис. 7.1; $T_r^* = 1600 \text{ K}$)

7.3. ЗАВИСИМОСТЬ УДЕЛЬНОЙ ТЯГИ И УДЕЛЬНОГО РАСХОДА ТОПЛИВА ТРДД ОТ ПАРАМЕТРОВ ДВИЖИТЕЛЯ

Влияние параметров движителя на удельные параметры ТРДД проанализируем при постоянных параметрах цикла и постоянных внешних условиях.

В предыдущей главе были рассмотрены зависимости удельной тяги от параметров движителя $P_{уд GI} = f(m)$ при $c_{cII} = c_{cI}$ и $P_{уд GI} = f(x)$ при $m = \text{const}$ и показано, что функция $P_{уд GI} = f(x)$ имеет относительный максимум (соответствующий заданному значению m при оптимальном распределении энергии между контурами x_{opt}). Абсолютный максимум удельной тяги в функции двух переменных (m и x) определить аналитически достаточно

сложно. Для заданных значений T_n , V_n , T_g^* , π_Σ при принятом уровне потерь эта задача может быть решена расчетным путем (рис. 7.5).

Зависимость удельного расхода топлива ТРДД от параметров движителя легко проанализировать по формуле (7.3). Числитель этой формулы при изменении m и x не изменяется, так как относительный расход топлива зависит от параметров цикла, а от параметров движителя не зависит. Поэтому удельный расход топлива в рассматриваемом случае изменяется обратно пропорционально изменению удельной тяги $P_{уд Г1}$.

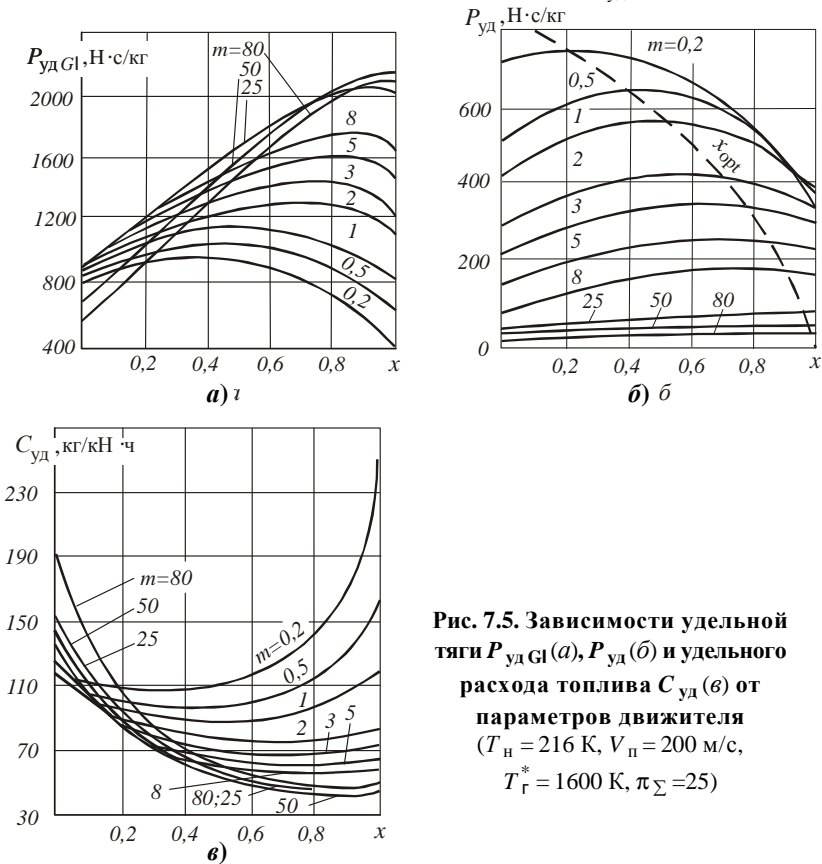


Рис. 7.5. Зависимости удельной тяги $P_{уд Г1}$ (а), $P_{уд}$ (б) и удельного расхода топлива $C_{уд}$ (в) от параметров движителя ($T_n = 216 \text{ K}$, $V_n = 200 \text{ м/с}$, $T_g^* = 1600 \text{ K}$, $\pi_\Sigma = 25$)

Таким образом, эффективность ГТД можно значительно повысить, изменяя параметры движителя и приближая их к оптимальному значению. Изменяя степень двухконтурности и коэффициент x , можно получить ряд

газотурбинных двигателей от ТРД ($m=0, x=0$) до ТВД с вертолетным винтом ($m \approx 1000, x=0,95 \dots 0,99$).

Следует, однако, иметь в виду, что с увеличением степени двухконтурности ТРДД снижается удельная тяга движителя $P_{уд}$. При этом заданная абсолютная тяга обеспечивается за счет увеличения расхода воздуха через движитель, что ведет к соответствующему увеличению габаритов и внешнего сопротивления двигателя. Поэтому при выборе степени двухконтурности ТРДД внешнее сопротивление необходимо учитывать, особенно при больших скоростях полета.

7.4. ЗАВИСИМОСТЬ УДЕЛЬНОЙ ТЯГИ И УДЕЛЬНОГО РАСХОДА ТОПЛИВА ГТД ОТ ВНЕШНИХ УСЛОВИЙ

Влияние скорости полета и температуры наружного воздуха на удельные параметры ГТД рассмотрим при условии, что $T_{г}^*, m, \eta_{сж}, \eta_{р}, \eta_{п}, \eta_{г}$ сохраняются неизменными, а распределение энергии между контурами задано равенством скоростей $c_{сII} = c_{сI}$. Суммарная степень повышения давления (5.8) при изменении внешних условий, как правило, не остается постоянной, так как изменяются степени повышения давления во входном устройстве и компрессоре. Величина $\pi_{\nu\sigma_{вх}}$ определяется числом $M_{п}$. Характер изменения $\pi_{к}^*$ зависит от закона регулирования газотурбинного двигателя. Во многих случаях газотурбинные двигатели регулируются таким образом, что при изменении внешних условий работа компрессора сохраняется неизменной. Поэтому далее будем предполагать, что степень повышения давления в компрессоре определяется из условия сохранения изэнтропической работы:

$$L_{кs} = c_p T_{н}^* \left(\pi_{к}^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = \text{const}.$$

Из данной формулы следует, что с увеличением полной температуры на входе в двигатель $\pi_{к}^*$ уменьшается.

7.4.1. Зависимость удельных параметров двигателя от скорости полета

С возрастанием скорости полета суммарная степень повышения давления увеличивается, несмотря на уменьшение $\pi_{к}^*$ вследствие значительного увеличения $\pi_{\nu\sigma_{вх}}$ (см. табл. 2.1).

Удельная тяга. Преобразуем равенство (6.16), выразив КПД движителя через коэффициент гидравлических потерь $\eta_{гII}$ и полетный КПД (6.9),

полетный КПД – через скорость истечения (6.14), а скорость истечения – через работу цикла (6.17). После преобразования получим

$$P_{удГ1} = \frac{2 L_e \eta_{r\parallel}}{V_{\Pi} + \sqrt{\frac{2 L_e \eta_{r\parallel}}{m+1} + V_{\Pi}^2}} \quad (7.7)$$

С изменением скорости полета работа цикла изменяется при принятых условиях только вследствие изменения суммарной степени повышения давления. Характер зависимости работы цикла от скорости V_{Π} (рис. 7.6) определяется в основном функцией $L_e = f(\pi_{\Sigma})$. При увеличении V_{Π} работа цикла вначале изменяется незначительно, так как суммарная степень повышения давления обычно мало отличается от оптимальной, и поэтому при анализе формулы (7.7) в первом приближении можно принять $L_e = const$. Дальнейшее увеличение скорости V_{Π} (при $\pi_{\Sigma} > \pi_{\Sigma opt}$) приводит к уменьшению работы цикла, так как уменьшается количество подведенного к рабочему телу тепла Q_1 .

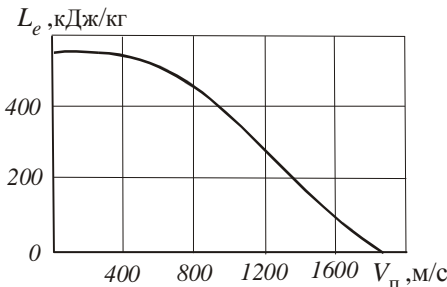


Рис. 7.6. Зависимость работы цикла от скорости полета

$$(T_H = 216 \text{ K}, T_r^* = 1600 \text{ K}, \\ L_{кс} = 310 \text{ кДж/кг})$$

следует из формулы (6.16), она равна произведению работы цикла на КПД двигателя $L_e \eta_{дж}$. При дозвуковых и умеренных сверхзвуковых скоростях полета с увеличением V_{Π} КПД двигателя возрастает, поэтому снижение работы цикла компенсируется увеличением КПД двигателя. В результате работа передвижения изменяется несущественно. Газотурбинный двигатель в определенном диапазоне скоростей полета "вырабатывает" примерно постоянную работу, а из условия $P_{удГ1} V_{\Pi} = const$ следует, что удельная

Из формулы (7.7) следует, что удельная тяга ГТД $P_{удГ1}$ с увеличением скорости полета уменьшается, причем на ТРДД и ТВД она уменьшается более интенсивно (рис. 7.7).

Снижение удельной тяги с увеличением скорости полета объясняется двумя причинами. Одну из причин легко установить, если предположить, что в определенном диапазоне летных условий работа передвижения летательного аппарата $P_{удГ1} V_{\Pi}$ сохраняется примерно постоянной. Как

тяга должна изменяться при этом обратно пропорционально скорости полета.

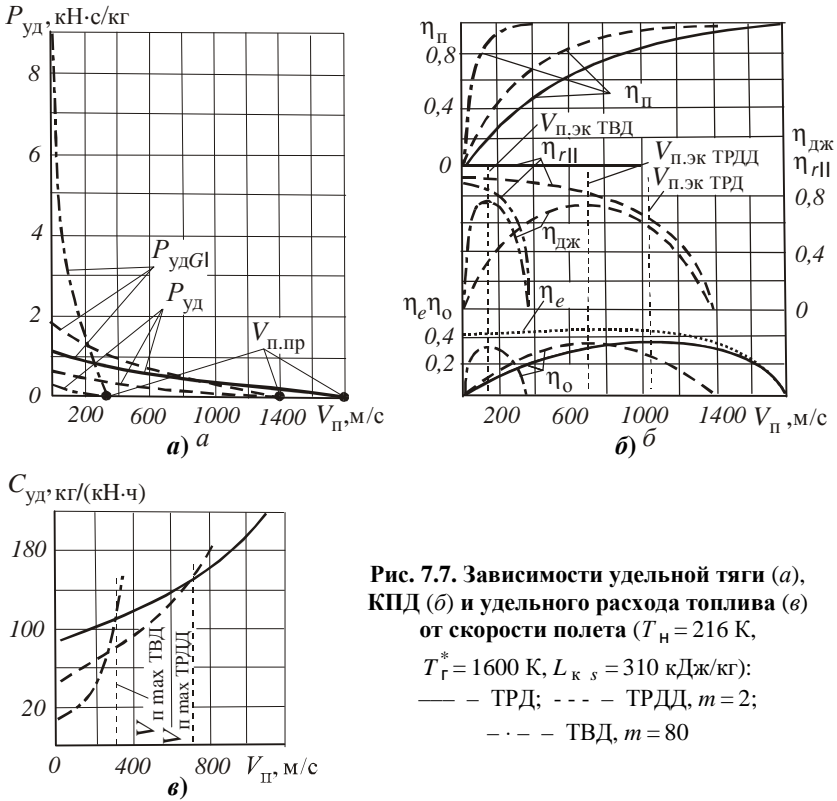


Рис. 7.7. Зависимости удельной тяги (а), КПД (б) и удельного расхода топлива (в) от скорости полета ($T_{н} = 216$ К, $T_{г}^* = 1600$ К, $L_{к с} = 310$ кДж/кг):
 — — ТРД; - - - - ТРДД, $m = 2$;
 - · - · - · ТВД, $m = 80$

Второй причиной снижения удельной тяги является уменьшение подведенного к рабочему телу тепла Q_1 из-за увеличения температуры рабочего тела за компрессором.

При некоторой **предельной скорости** $V_{п.пр}$ удельная тяга обращается в нуль, так как суммарная степень повышения давления достигает предельной величины и все подведенное тепло идет на преодоление потерь. Вследствие того что

$$\pi_{\Sigma прТВД} < \pi_{\Sigma прТРДД} < \pi_{\Sigma прТРД},$$

имеем

$$V_{п.прТВД} < V_{п.прТРДД} < V_{п.прТРД}.$$

Общий КПД и удельный расход топлива. Снижение удельной тяги $P_{уд G1}$ (а следовательно и $P_{уд}$) с увеличением скорости полета приводит к увеличению полетного КПД всех типов ГТД (см. формулу (6.14а) и рис. 7.7, б). Поэтому КПД двигателя ТРД, равный полетному КПД, с возрастанием скорости $V_{п}$ от нуля до предельной величины увеличивается соответственно от 0 до 1. КПД двигателей ТРДД и ТВД зависит, кроме того, от коэффициента гидравлических потерь, который изменяется противоположно изменению полетного КПД (снижается (6.13) с увеличением $V_{п}$). При $V_{п}=0$ полетный КПД равен нулю, а при $V_{п}=V_{п.пр}$ нулю равен коэффициент гидравлических потерь. Поэтому $\eta_{дж}$ ТРДД и ТВД по скорости полета имеет максимум: вначале (на небольших скоростях) на величину $\eta_{дж}$ преобладающее влияние оказывает полетный КПД, а затем (на больших скоростях) – коэффициент гидравлических потерь.

Общий КПД с увеличением скорости полета вначале увеличивается, достигает максимума при некоторой *экономической скорости* $V_{п.эк}$, затем уменьшается до нуля (см. рис. 7.7, б).

Наличие максимума общего КПД по $V_{п}$ объясняется влиянием двух основных факторов: уменьшением потерь кинетической энергии с выходной скоростью (ростом $\eta_{п}$) и увеличением доли гидравлических потерь от тепла, внесенного в двигатель с топливом (снижением η_{r1} и η_{rII}). Экономическая скорость полета различных типов ГТД изменяется так же, как и экономическая суммарная степень повышения давления, т.е.

$$V_{п.экТРД} > V_{п.экТРДД} > V_{п.экТВД}.$$

На всех типах ГТД удельный расход топлива увеличивается по скорости полета (рис. 7.7, в), несмотря на повышение общего КПД, так как увеличение скорости полета (7.4) преобладает над ростом общего КПД. Это объясняется тем, что величина $C_{уд}$ определяется как отношение расхода топлива к тяге (силе), а не к работе передвижения. В последнем случае он изменялся бы обратно пропорционально общему КПД, т.е. имел бы минимум при $V_{п.эк}$.

Увеличение $C_{уд}$ с повышением $V_{п}$ не означает снижения эффективности ГТД, а подтверждает (см. разд. 7.1) тот факт, что при изменении скорости полета величина $C_{уд}$ перестает быть критерием эффективности двигателя.

7.4.3. Зависимость удельных параметров двигателя от температуры наружного воздуха

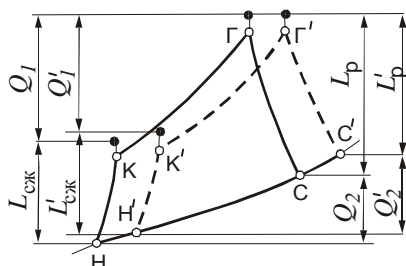


Рис. 7.11. К влиянию температуры наружного воздуха на рабочий процесс основного контура ГТД при $T_{\Gamma} = \text{const}$ и $L_{\text{сж}} = \text{const}$:
 — — для $T_{\text{н}}$; - - - - для $T'_{\text{н}} > T_{\text{н}}$

С повышением температуры наружного воздуха суммарная степень повышения давления уменьшается (рис. 7.11) из условия сохранения постоянной работы сжатия. Одновременно повышается температура в конце процесса сжатия и уменьшается количество тепла, подведенного к рабочему телу.

Удельные параметры ГТД с увеличением температуры наружного воздуха значительно ухудшаются, так как уменьшаются два основных влияющих фактора: π_{Σ} и Q_1 .

7.6. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ БАЛАНС ГТД

Проследим за преобразованием располагаемой энергии топлива Q_0 , приходящейся на 1 кг рабочего тела, проходящего через основной контур двигателя, в работу передвижения летательного аппарата для трех типов ГТД. Величину Q_0 примем за 100 %. Рассмотрим конкретный пример для частного случая, когда $T_{\Gamma}^* = 1600 \text{ K}$, $\pi_{\Sigma} = 40$, $V_{\text{п}} = 750 \text{ км/ч}$, $T_{\text{н}} = 216,5 \text{ K}$ (рис. 7.14).

Вследствие неполного сгорания топлива часть тепла от располагаемой энергии Q_0 не выделяется в камере сгорания. Так, например, если коэффициент полноты сгорания топлива $\eta_{\Gamma} = 0,99$, то 1 % топлива выбрасывается в атмосферу с продуктами неполного сгорания, остальное тепло подводится к рабочему телу. В основном контуре двигателя совершается процесс преобразования тепла, подведенного к рабочему телу, в механическую энергию. Часть этого тепла Q_2 выбрасывается в атмосферу с нагретыми выхлопными газами (величина Q_2 складывается из тепловых потерь Q_{2s} , обусловленных термодинамическим несовершенством цикла, которые учитываются термическим КПД, и потерь L_{rp} , возникающих под влиянием сил вязкости в процессе расширения). Остальное тепло ($Q_1 - Q_2$), называемое работой цикла, преобразуется в механическую энергию (см. гл. 5).

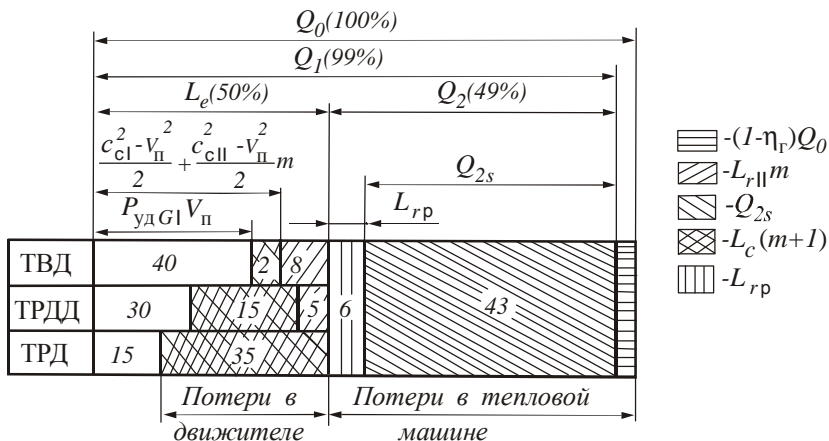


Рис. 7.14. Энергетический баланс ГТД ($T_r^* = 1600 \text{ K}$, $\pi_\Sigma = 40$, $V_{п} = 750 \text{ км/ч}$, $T_H = 216,5 \text{ K}$; $m = 4$ для ТРДД)

Так как отношение работы цикла к располагаемой энергии внесенного в двигатель топлива равно эффективному КПД, а энергия Q_0 принята за 100 %, то величина работы цикла количественно равна эффективному КПД (в процентах). В рассматриваемом случае работа цикла составляет 50 % от тепла, внесенного в двигатель с топливом.

В двигателе механическая энергия, равная работе цикла, преобразуется в полезную работу передвижения летательного аппарата; для 1 кг рабочего тела, проходящего через основной контур двигателя, она равна произведению $P_{удG1} V_{п}$. При этом часть работы L_e идет на преодоление потерь, которые складываются из гидравлических $L_{rII}m$ (см. разд. 6.3) и потерь кинетической энергии $L_c(m+1)$.

Часть работы L_e , идущая на преодоление гидравлических потерь, преобразуется в тепловую энергию и выбрасывается в атмосферу в виде нагретого рабочего тела, выходящего из наружного контура. Эти потери учитываются коэффициентом гидравлических потерь η_{rII} . Для ТРД $\eta_{rII} = 1$, так как двигатель ТРД является одновременно основным контуром, потери в котором учитываются эффективным КПД. В ТРДД и ТВД на преодоление гидравлических потерь в наружном контуре (винте) затрачивается соответственно 5 и 8 % от Q_0 . Это означает, что приращение кинетической энергии рабочего тела от работы цикла составляет 90 % ($\eta_{rII} = 0,9$) и 84 % ($\eta_{rII} = 0,84$).

На ТРД, ТРДД и ТВД потери $L_c(m+1)$, представляющие собой кинетическую энергию рабочего тела, которое движется относительно неподвижной внешней среды, составляют соответственно 35, 15 и 2 % от Q_0 . Это означает, что на этих движителях соответственно 30 ($\eta_{\text{п}}=0,3$), ~70 ($\eta_{\text{п}}\approx 0,7$) и 95% ($\eta_{\text{п}}=0,95$) от приращения кинетической энергии составляет полезная работа передвижения летательного аппарата.

Увеличение полетного КПД с переходом от ТРД к ТРДД и ТВД повышает эффективность движителей ТРДД и ТВД: $\eta_{\text{дж ТРД}}=0,3$, $\eta_{\text{дж ТРДД}}=0,6$, $\eta_{\text{дж ТВД}}=0,8$, несмотря на увеличение гидравлических потерь. Соответственно полезная работа $P_{\text{уд ГИ}} V_{\text{п}}$ ТРДД увеличивается в ~ 2 раза, ТВД – почти в 3 раза.

Полезная работа передвижения летательного аппарата при принятых допущениях численно равна общему КПД ГТД.

Из диаграммы энергетического баланса (см. рис. 7.14) следует, что в рассматриваемом примере в полезную работу передвижения летательного аппарата в ТРД преобразуется 15 % (~1/7 часть) располагаемой энергии топлива, в ТРДД – 30 % (~1/3 часть) и в ТВД – 40 %.

Значительное повышение эффективности преобразования тепла в работу на ТРДД и ТВД (по сравнению с ТРД) при дозвуковых скоростях полета объясняется улучшением двигателя как движителя.

8. МЕТОДЫ ПРОЕКТНОГО ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА И АНАЛИЗА ПАРАМЕТРОВ ГТД

Проектный термогазодинамический расчет ГТД выполняется в целях определения удельных параметров двигателя $P_{уд}$ ($N_{уд}$), $C_{уд}$ (C_e), удельной работы узлов (L_k , L_T), расхода воздуха через двигатель, давления p_i^* и температуры T_i^* рабочего тела в характерных сечениях проточной части и соответствующих значений площадей этих сечений. Результаты расчета являются исходными данными для проектирования всех узлов двигателя.

8.1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТНОГО ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ГТД

Заданными для расчета являются:

внешние условия: высота H и скорость полета V_n , температура T_n и давление p_n наружного воздуха;

параметры рабочего процесса: температура газа перед турбиной T_T^* и степень повышения давления в компрессоре π_k^* , характеризующие простейший одновальный ТРД (для ТРДД должны быть заданы, кроме того, степень двухконтурности m и степень повышения давления в вентиляторе $\pi_{вп}^*$, особенности ТВД и ТВАД указаны далее в разд. 8.3);

тяга (мощность) двигателя P (N);

КПД и коэффициенты потерь.

Рассмотрим рекомендации по предварительному выбору значений КПД для каждого узла двигателя и коэффициентов потерь (принятые в первом приближении, эти данные уточняются на этапе проектирования), а также рекомендации по учету свойств рабочего тела.

Входное устройство. Коэффициент восстановления полного давления в воздухозаборнике можно принимать:

$\sigma_{вх} = 0,96...0,99$ – для двигателей дозвуковых самолетов (верхние значения $\sigma_{вх}$ характеризуют воздухозаборники с коротким каналом и высоким гидравлическим совершенством, нижние – воздухозаборники с длинным самолетным входным каналом);

$\sigma_{вх} = 0,97 - 0,11(M_n - 1)^{3/2}$ – для двигателей сверхзвуковых самолетов в диапазоне $1 \leq M_n \leq 4$ [21, 34]. При $M_n < 1$ для таких воздухозаборников рекомендуется принимать $\sigma_{вх} = 0,97$, а при $M_n = 0$ (на взлетном режиме) коэффициент $\sigma_{вх}$ может снижаться до 0,9.

Проектный расчет турбореактивных двигателей дозвуковых самолетов рекомендуется выполнять при $\sigma_{вх} = 1$ (гл. 2).

Компрессор. КПД компрессора зависит прежде всего от типа ступеней и от их аэродинамического совершенства, которое характеризуется величиной КПД ступени (табл. 8.1) [21].

Дозвуковые ступени, обеспечивающие наиболее высокие значения КПД, применяются в компрессорах двигателей, предназначенных для пассажирских, транспортных и других самолетов, для которых первостепенное значение имеет высокая топливная эффективность.

Таблица 8.1

Тип ступени	$\eta_{ст}^*$	$\pi_{ст}^*$	$q (\lambda_B)$
Дозвуковая	0,88...0,92	1,15...1,35	0,7...0,8
Трансзвуковая	0,87...0,9	1,4...1,75	0,75...0,9
Сверхзвуковая	0,83...0,86	>1,75	0,8...0,92
Центробежная	0,76...0,8	2,5...8	0,7...0,85

Трансзвуковые и особенно сверхзвуковые ступени с более высокой степенью повышения давления и производительностью, но с более низким КПД применяются, как правило, в качестве первых ступеней компрессоров, например в качестве ступени вентилятора ТРДД, что позволяет уменьшить их габаритные размеры и массу. Компрессор может иметь несколько сверхзвуковых ступеней, если ставится задача получения особо компактной и легкой конструкции.

В настоящее время разрабатываются новые типы компрессорных ступеней с большей напорностью и производительностью. Внедрение таких ступеней позволит вдвое сократить их число при сохранении того же или даже более высокого значения КПД [23].

Как известно из курса лопаточных машин, КПД компрессора меньше КПД его ступеней и определяется в зависимости от степени повышения давления π_k^* (рис. 8.1).

Приведенные в табл. 8.1 и на рис. 8.1 значения КПД характеризуют компрессоры большой и средней размерности при работе на расчетном режиме. Малоразмерные компрессоры ($G_{в0} < 5...10$ кг/с) имеют КПД на 1...5 % меньше.

Компрессор обычно проектируется таким образом, что его КПД близок к максимальному значению в условиях, соответствующих длительной работе двигателя на крейсерском режиме при расчетных

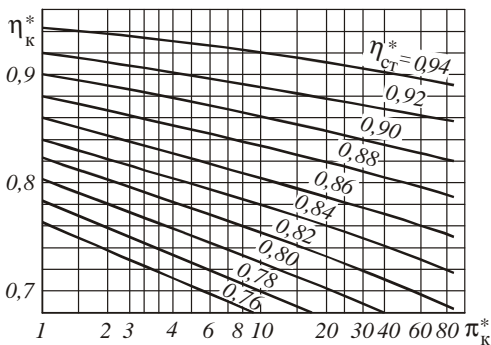


Рис. 8.1. Зависимости КПД многоступенчатого компрессора от π_k^* и $\eta_{ст}^*$ [21]

значениях высоты и скорости полета. Если проектный термогазодинамический расчет выполняется для этих условий, то отличием режима работы компрессора от расчетного можно пренебречь и принимать КПД, выбранный по рис. 8.1. Если проектный расчет выполняется для взлетного режима, то для двигателей дозвуковых самолетов этим отличием также можно пренебречь, а для двигателей сверхзвуковых самолетов КПД компрессора

(см. рис. 8.1) необходимо занижать на 2...5 %, так как в этих условиях режим работы компрессора существенно отличается от расчетного, что обусловлено особенностями совместной работы узлов двигателя.

КПД компрессора (а также турбины) зависит от числа Рейнольдса, что для двигателей большой и средней размерности имеет существенное значение только на больших высотах ($H > 7...8$ км при $M_{п} < 1$), поэтому эта зависимость здесь не рассматривается.

Камера сгорания. Современные ГТД отличаются высокой полнотой сгорания топлива и небольшими потерями полного давления. На основных режимах работы этих двигателей коэффициент полноты сгорания обычно $\eta_{г} = 0,99...0,995$ [34], а коэффициент восстановления полного давления $\sigma_{к.с} = 0,94...0,96$. На некоторых старых и малоразмерных двигателях эти коэффициенты могут быть на 1...2 % меньше.

Низшая удельная теплота сгорания топлива для реактивных двигателей $H_u = 42\ 900...43\ 500$ кДж/кг. Для расчетов рекомендуется величина $H_u = 42\ 900$ кДж/кг. Теоретически необходимое количество воздуха

$$\text{для полного сгорания 1 кг топлива } L_0 = 14,8 \frac{\text{кг возд.}}{\text{кг топл.}}$$

Турбина. Относительный отбор воздуха на охлаждение турбины $\bar{G}_{охл.т} = G_{охл.т} / G_{в1}$, т.е. отношение расхода охлаждающего воздуха, который отбирается между сечениями К и Г, к расходу воздуха через внутренний контур двигателя, зависит в основном от температуры газа перед

турбиной. При $T_g^* > 1200$ К применяются обычно охлаждаемые турбины. Отбор воздуха необходимо учитывать для каждой охлаждаемой ступени $\bar{G}_{\text{охл.ст}}$. Ориентировочно можно считать, что на каждые 100° увеличения температуры T_g^* перед данной ступенью сверх 1200 К величина $\bar{G}_{\text{охл.ст}}$ увеличивается соответственно на 0,01:

$T_g^*, \text{ К}$	1400	1600	1800
$\bar{G}_{\text{охл.ст}}$	0,02	0,04	0,06

Здесь под $\bar{G}_{\text{охл.ст}}$ понимается относительный отбор воздуха на внутреннее конвективное охлаждение сопловых и рабочих лопаток одной ступени турбины. В целом для высокотемпературной турбины относительный отбор воздуха может достигать десяти и более процентов ($G_{\text{охл.т}} = 0,1 \dots 0,15$).

КПД осевых турбин зависит от типа ступеней (которые можно разделить на оптимально и сильно нагруженные), их аэродинамического совершенства, а также от размеров турбин и интенсивности их охлаждения. Не охлаждаемые турбины большой и средней размерности характеризуются следующими значениями КПД (табл. 8.2).

Верхние значения η_t^* в рекомендуемых диапазонах относятся к многоступенчатым турбинам с высоким уровнем аэродинамического совершенства, нижние – к одноступенчатым (КПД турбин малоразмерных двигателей ($G_{\text{в0}} < 5 \dots 10$ кг/с) на 1...5 % меньше).

Таблица 8.2

Тип ступени	η_t^*	$L_{\text{ст}}, \text{ кДж/кг}$
Оптимально нагруженные	0,9...0,93	100...200
Сильно нагруженные	0,87...0,9	450...550

Поскольку на этапе проектного термогазодинамического расчета нагруженность ступеней турбины неизвестна, ее ориентировочно можно характеризовать работой ступени, а если и работу ступеней оценить затруднительно, то для первого приближения можно принять среднее значение КПД $\eta_t^* = 0,89 \dots 0,91$.

КПД высокотемпературных охлаждаемых турбин зависит, кроме того, от количества воздуха, отбираемого на их охлаждение, он уменьшается с увеличением $\bar{G}_{\text{охл.т}}$. Можно предположить, что отбор 1 % воздуха ($\bar{G}_{\text{охл.т}}$

= 0,01) приводит к соответствующему снижению КПД ступени на 1 %, а КПД двухступенчатой (z-ступенчатой) турбины с охлаждаемой первой ступенью снижается на 1/2 % (1/z %).

Предложенные рекомендации весьма приближенны. КПД конкретной турбины может отличаться от указанных значений на $\pm 2\%$, что связано с ее индивидуальными особенностями. Более точные оценки дает термодинамический расчет турбины.

Механическим КПД турбокомпрессора ($\eta_{mВД}$, $\eta_{mНД}$) учитываются потери мощности при передаче ее от турбины к компрессору, а также потери мощности на привод вспомогательных агрегатов. Для двигателей большой и средней размерности рекомендуется принимать $\eta_m = 0,985 \dots 0,995$. Механический КПД малоразмерных ГТД примерно на 0,01 меньше.

Наружный канал ТРДД. Потери полного давления в наружном канале зависят от длины и относительной высоты канала, его аэродинамического совершенства и от скорости проходящего через него потока воздуха. Длина канала определяется в основном степенью двухконтурности: при $m > 4$ ТРДД выполняются в настоящее время, как правило, с коротким наружным контуром (см. рис. 1.5,б). Скорость воздушного потока также зависит от степени двухконтурности: двигатели с небольшой степенью двухконтурности ($m < 1$), предназначенные для сверхзвуковых скоростей полета (см. рис. 1.12), характеризуются высокими скоростями потока и, следовательно, небольшой относительной высотой канала. Поэтому коэффициент восстановления полного давления в наружном канале можно выбирать в первом приближении в зависимости от степени двухконтурности:

$\sigma_{кан} = 0,99 \dots 0,995$ – при $m > 4$ для ТРДД с коротким каналом наружного контура;

$\sigma_{кан} = 0,95 \dots 0,97$ – при $m < 2$ для ТРДД с длинным каналом наружного контура.

Форсажная камера. В форсажной камере полнота сгорания топлива меньше, чем в основной. (Только в специальных форсажных камерах, предназначенных, например, для сверхзвукового пассажирского самолета, на режиме длительного крейсерского полета может быть обеспечена полнота сгорания, близкая к полноте сгорания в основной камере.) Коэффициент полноты сгорания топлива $\eta_{г.ф}$ в форсажной камере зависит от коэффициента избытка воздуха α_Σ :

$$\eta_{г.ф} = 0,92 \dots 0,95 \quad (0,98) \quad \text{при } \alpha_\Sigma > 1,3;$$

$$\eta_{г.ф} = 0,85 \dots 0,92 \quad \text{при } \alpha_\Sigma < 1,3.$$

Коэффициент восстановления давления в форсажной камере определяется как произведение

$$\sigma_{ф.к} = \sigma_{гидр} \sigma_{теп}.$$

Коэффициентом $\sigma_{гидр}$ учитываются гидравлические потери в форсажной камере. Обычно

$$\sigma_{гидр} = 0,94...0,97.$$

Коэффициентом $\sigma_{теп}$ учитываются потери полного давления, обусловленные подводом тепла к движущемуся потоку. Они определяются, как указано в гл. 4, по формулам (4.17) и (4.18) или по рис. 4.18 в зависимости от приведенной скорости в сечении X на входе в форсажную камеру λ_x и от степени подогрева газа $T_{ф}^*/T_x^*$ (где T_x^* равна $T_{т}^*$, $T_{см}^*$ или $T_{кп}^*$ соответственно для ТРДФ, ТРДДФсм или ТРДДФИИ).

Приведенную скорость на входе в цилиндрическую часть форсажной камеры (на выходе из диффузора) рекомендуется принимать в пределах $\lambda_x = 0,18...0,25$.

Выходные устройства. Коэффициент потерь скорости в соплах современных ТРДД и ТРД изменяется в пределах (гл. 3)

$$\varphi_c = 0,97...0,995.$$

По величине φ_c и действительной степени понижения давления газа в канале сопла $\pi_c = p_{т}^*/p_c$ однозначно определяется согласно (3.13) коэффициент восстановления давления σ_c .

Сопла ТВД характеризуются более низким значением коэффициента скорости:

$$\varphi_c = 0,9...0,96.$$

В диффузорных выходных устройствах ТВАД потери давления оцениваются обычно с помощью коэффициента восстановления полного давления, который изменяется в пределах

$$\sigma_{в.у} = 0,98...0,99.$$

Термогазодинамические свойства рабочего тела. Как известно из курса термодинамики, теплоемкость и показатель изоэнтропы, характеризующие свойства рабочего тела, зависят от его температуры и коэффициента избытка воздуха, поэтому они различны в различных сечениях двигателя и изменяются при изменении режима его работы.

Термогазодинамические расчеты в зависимости от целей могут выполняться с различными допущениями по точности учета этой зависимости.

Современные авиационные ГТД рассчитывают обычно с переменными c_p и k .

По изложенным далее методикам проектный термогазодинамический расчет может выполняться и с учетом изменения свойств рабочего тела (в зависимости от T_{cp}^* и α), и без такого учета. В последнем случае газовая постоянная и показатель изэнтропы принимаются соответственно:

для воздуха $R = 287$ Дж/(кг · К), $k = 1,4$;

для газа $R_g = 287,5$ Дж/(кг · К), $k_g = 1,33$.

При этом теплоемкость рабочего тела, определенная по формуле

$$c_p = \frac{k}{k-1} R,$$

где $c_p = 1005$ Дж/(кг · К); $c_{p_g} = 1159$ Дж/(кг · К).

8.2. МЕТОДИКА ПРОЕКТНОГО ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ОДНОВАЛЬНОГО ТРД

Получим и проанализируем вначале три основных уравнения: баланса массы, баланса мощности и баланса давлений, которые применяются для термогазодинамического расчета газогенератора газотурбинного двигателя любого типа и любой схемы. Затем, используя их, получим рабочие формулы и изложим методику расчета двигателя простейшей схемы.

8.2.1 Основные уравнения

Уравнение баланса массы (неразрывности потока). Представим его в следующем виде:

$$G_i = G_B v_i, \tag{8.1}$$

где v_i – коэффициент, характеризующий изменение массы рабочего тела в проточной части от сечения В до сечения i .

Коэффициент изменения массы v_i имеет определенные значения для каждого сечения двигателя. Получим его для сечения Г на входе в турбину, для чего расход воздуха в этом сечении $G_{гГ}$ выразим через расход G_B на входе в компрессор:

$$G_{гГ} = G_B - G_{охл.г} - G_{охл.с} - G_{ут} - G_{отб},$$

или

$$G_{гГ} = G_B (1 - \bar{G}_{охл.г} - \bar{G}_{охл.с} - \bar{G}_{ут} - \bar{G}_{отб}),$$

где вычитаемые в скобках представляют собой относительные расходы воздуха, затрачиваемого соответственно на охлаждение турбины ($\bar{G}_{\text{охл.т}}$) и сопла ($\bar{G}_{\text{охл.с}}$), а также утечки воздуха ($\bar{G}_{\text{ут}}$) и его отбор ($\bar{G}_{\text{отб}}$) на нужды летательного аппарата (кондиционирование кабины, обогрев крыла и т.д.). Относительный отбор воздуха на охлаждение турбины изменяется в пределах $\bar{G}_{\text{охл.т}} = 0 \dots 0,15$ (см. разд. 8.1). В зависимости от условий эксплуатации примерно в таких же пределах изменяется величина $\bar{G}_{\text{отб}}$. Расход воздуха на охлаждение сопла и утечки воздуха из проточной части обычно не превышают соответственно 2 и 3 % ($\bar{G}_{\text{охл.с}} = 0 \dots 0,02$; $G_{\text{ут}} = 0 \dots 0,03$).

Итак, выражение в скобках представляет собой коэффициент изменения массы воздуха между сечениями В и Г:

$$v'_Г = 1 - \bar{G}_{\text{охл.т}} - \bar{G}_{\text{охл.с}} - \bar{G}_{\text{ут}} - \bar{G}_{\text{отб}}. \quad (8.1a)$$

Рабочее тело (газ) в сечении Г включает еще и массу топлива:

$$G_Г = G_{гГ} + G_Т = G_{гГ} (1 + q_Т),$$

где $q_Т = G_Т / G_{гГ}$ – относительный расход топлива (отношение расхода топлива к расходу воздуха, проходящего через камеру сгорания). Тогда

$$G_Г = G_В v_Г,$$

где

$$v_Г = v'_Г (1 + q_Т). \quad (8.1б)$$

Таким образом, коэффициент изменения массы рабочего тела между сечениями В и Г может изменяться в широких пределах, особенно при работе двигателя с отбором воздуха на нужды летательного аппарата.

Однако проектные термогазодинамические расчеты выполняют обычно для режимов работы двигателя без отбора воздуха на нужды самолета ($\bar{G}_{\text{отб}} = 0$). Кроме того, во многих случаях, особенно на этапе предварительных расчетов, пренебрегают утечками воздуха из проточной части в атмосферу ($\bar{G}_{\text{ут}} = 0$), а также отбором воздуха на охлаждение сопла ($\bar{G}_{\text{охл.с}} = 0$), т.е. учитывают только отбор воздуха на охлаждение турбины $\bar{G}_{\text{охл.т}}$. В этих случаях коэффициенты изменения массы воздуха и газа в сечении Г перед турбиной

$$v'_Г = 1 - \bar{G}_{\text{охл.т}}, \quad v_Г = (1 - \bar{G}_{\text{охл.т}}) (1 + q_Т), \quad (8.1ж)$$

расход воздуха в сечениях С и Т равен расходу в сечении В ($v'_С = v'_Т = 1$), а коэффициент изменения массы газа в сечениях С и Т определяют по формуле

$$v_c = v_T = 1 + q_T, \quad (8.13)$$

физический смысл которой очевиден.

Уравнение баланса мощности. Получим его, выразив мощность турбины и компрессора в исходном соотношении

$$N_T \eta_m = N_K$$

через работы этих узлов и расход рабочего тела через них:

$$L_T G_T \eta_m = L_K G_B,$$

отсюда

$$L_T = \frac{L_K}{\eta_m v_T}. \quad (8.2)$$

Из уравнения баланса мощности (8.2) следует, что потребная работа турбины определяется работой компрессора и зависит, кроме того, от механического КПД и коэффициента изменения массы, увеличиваясь при уменьшении η_m и v_T .

Уравнение баланса давлений. Получим его из условия, что суммарная располагаемая степень понижения давления в двигателе

$$\frac{p_K^*}{p_H} = \pi_T^* \pi_{c,p} / \sigma_{к.с}$$

равна суммарной степени повышения давления

$$\frac{p_K^*}{p_H} = \pi_V \sigma_{вх} \pi_K^*,$$

т.е. в канале сопла происходит полное расширение газа $p_c = p_H$. Отсюда

$$\pi_{c,p} = \frac{\pi_V \pi_K^* \sigma_{вх} \sigma_{к.с}}{\pi_T^*} = \pi_V \sigma_{вх} \pi_{TK}^*, \quad (8.3)$$

где

$$\pi_{TK}^* = \frac{p_T^*}{p_B} = \frac{\pi_K^* \sigma_{к.с}}{\pi_T^*} - \quad (8.3a)$$

степень повышения давления в турбокомпрессоре двигателя.

Из уравнения (8.3) следует, что располагаемая степень понижения давления газа в канале сопла $\pi_{c,p}$ пропорциональна произведению степеней повышения давления во входном устройстве $\pi_V \sigma_{вх} = p_B^* / p_H$ и в турбокомпрессоре двигателя π_{TK}^* . Последняя в свою очередь пропорциональна произведению степени повышения давления в компрессоре и коэффициента восстановления давления в камере сгорания $\sigma_{к.с}$ и обратно пропорциональна степени понижения давления газа в турбине π_T^* .

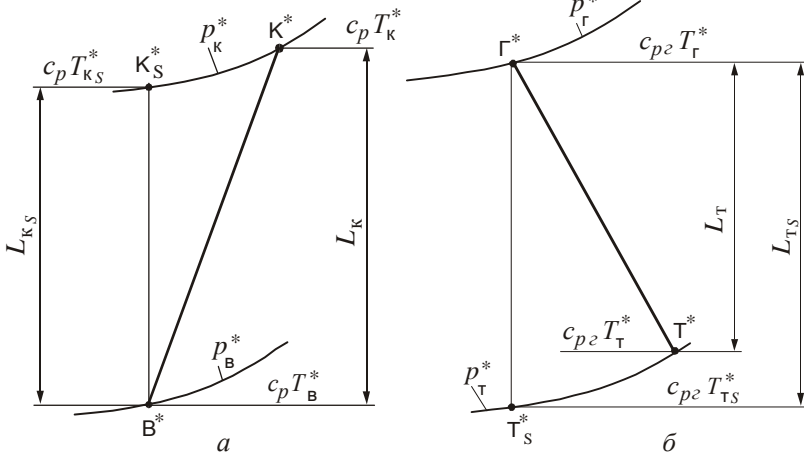


Рис. 8.2. Диаграмма *i-s* условного изображения (в параметрах заторможенного потока) процесса сжатия рабочего тела в компрессоре (а) и расширения в турбине (б)

8.2.2. Последовательность термогазодинамического расчета одновального ТРД

Последовательность термогазодинамического расчета соответствует последовательности течения рабочего тела в проточной части двигателя.

Входное устройство. Полная температура воздушного потока в сечении В на выходе из входного устройства T_B^* , степень повышения давления от скоростного напора при изэнтропическом торможении π_V и давление p_B^* определяются, как указано в гл. 2 (разд. 2.1.2), соответственно по формулам (2.4), (2.5) и (2.5а).

Компрессор. Работа компрессора рассчитывается на основании уравнения энергии (1.1в), из которого видно, что она равна разности полных энтальпий на выходе из компрессора и на входе в него. Чтобы выразить работу через заданную степень повышения давления, необходимо от действительного процесса перейти к изэнтропическому, используя формулу КПД $\eta_K^* = L_{K_S} / L_K$:

$$L_K = c_p (T_{K_S}^* - T_H^*) \frac{1}{\eta_K^*}.$$

Связь разности полных энтальпий и работы для идеального и действительного процессов хорошо иллюстрирует *i-s*-диаграмма (рис. 8.2,а),

на которой отложены полные параметры рабочего тела перед компрессором и за ним. Точки К* (Ks*) и В* условно соединены линиями, которые не отражают процесс, так как соединяют не фактические (не статические) параметры. Преобразуя полученное соотношение и выражая отношение температур T_{Ks}^*/T_H^* через отношение давлений p_K^*/p_B^* по уравнению изоэнтропы, получаем

$$L_K = c_p T_H^* \left(\pi_K^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_K^*}. \quad (8.4)$$

Полная температура за компрессором определяется из уравнения энергии (1.1в):

$$T_K^* = T_H^* + \frac{L_K}{c_p}, \quad (8.5)$$

а полное давление

$$p_K^* = p_B^* \pi_K^*.$$

Камера сгорания. Относительный расход топлива через камеру сгорания q_T можно вычислить по формуле (4.8) или определить по номограмме (см. прил. 5), как указано в разд. 4.1.3.

Давление в сечении Г за камерой сгорания вычисляется по формуле $p_\Gamma^* = p_K^* \sigma_{K,\Gamma}$, а коэффициент изменения массы рабочего тела в этом сечении v_Γ – по (8.1ж).

Турбина. Работа турбины определяется по уравнению (8.2) из условия баланса мощности турбины и компрессора, а степень понижения давления в турбине π_T^* определяется из формулы для работы турбины. Чтобы выразить работу через π_T^* , необходимо, как и в случае компрессора, перейти от действительного процесса к изоэнтропному (рис. 8.2,б), используя КПД $\eta_T^* = L_T / L_{Ts}$, а L_{Ts} выразить через температуры газа перед и за турбиной на основании уравнения (1.1д):

$$L_T = c_{p2} (T_\Gamma^* - T_{Ts}^*) \eta_T^*.$$

Преобразуя полученное соотношение и выражая отношение температур T_Γ^*/T_{Ts}^* через отношение давлений p_Γ^*/p_T^* по уравнению изоэнтропы, имеем

$$L_T = c_{p2} T_\Gamma^* \left(1 - 1/\pi_T^{*\frac{k_2-1}{k_2}} \right) \eta_T^*. \quad (8.6)$$

Из формулы (8.6) и определяется π_T^* , а следовательно давление за турбиной $p_T^* = p_\Gamma^*/\pi_T^*$.

Температура за турбиной вычисляется по уравнению энергии (1.1д):

$$T_{\Gamma}^* = T_{\Gamma}^* - \frac{L_{\Gamma}}{c_{p2}}. \quad (8.7)$$

Сопло. Располагаемая степень понижения давления газа в канале сопла рассчитывается по уравнению баланса давлений (8.3) или по элементарному соотношению $\pi_{с.р} = p_{\Gamma}^* / p_{н}$. По полученным значениям $\pi_{с.р}$ и T_{Γ}^* определяется скорость истечения газа из сопла $c_{с}$, как указано в гл. 3 (3.11), а температура за соплом $T_{с}$ – по формуле (3.12).

Удельные параметры двигателя. Удельная тяга при условии полного расширения газа рассчитывается по уравнению (6.4), а удельный расход топлива определяется по формуле (7.3).

Расход воздуха, площади характерных сечений. Потребный расход воздуха через двигатель определяется из условия обеспечения заданного значения тяги:

$$G_{в} = P / P_{уд}.$$

По результатам термогазодинамического расчета определяются эффективные площади: сечения на входе в компрессор $F_{в}$, минимальных сечений первого соплового аппарата турбины $F_{с.а}$ и выходного сопла $F_{с.кр}$, которые необходимы для последующего расчета высотно-скоростных характеристик проектируемого двигателя. Эффективная площадь какого-либо сечения, как следует из формулы расхода (1.5), определяется по известным значениям массы G_i , давления p_i^* , температуры T_i^* рабочего тела и приведенной скорости λ_i потока в этом сечении.

8.3. ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТНОГО ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ТРДД, ТВД и ТВаД

8.3.1. Двухконтурные турбореактивные двигатели различных схем

На рис. 8.3 приведена схема трехвального ТРДД с подпорными ступенями.

При термогазодинамическом расчете этого двигателя в качестве параметров рабочего процесса принимаются температура газа перед турбиной T_{Γ}^* , степень двухконтурности m , степень повышения давления в вентиляторе наружного контура $\pi_{вн}^*$ и суммарная степень повышения давления в компрессоре внутреннего контура $\pi_{к\Sigma}^*$, которая определяется по повышению давления в компрессорах высокого ($\pi_{кВД}^*$), среднего ($\pi_{кСД}^*$) и

низкого ($\pi_{кНД}^*$) давления. Величина $\pi_{кНД}^*$ в свою очередь является произведением степеней повышения давления в ступени вентилятора $\pi_{в1}^*$, работающей на внутренний контур, и в подпорных ступенях $\pi_{кПС}^*$.

Рассматриваемая схема является наиболее общей. Если принять $\pi_{кСД}^* = 1$, $L_{кСД} = 0$ и $L_{тСД} = 0$, т.е. исключить турбокомпрессор СД, то получим схему двухвального ТРДД с подпорными ступенями. Если дополнительно принять $\pi_{кВД}^* = 1$, $L_{кВД} = 0$ и $L_{тВД} = 0$, т.е. исключить и турбокомпрессор ВД, то получим схему одновального ТРДД с подпорными ступенями. Если в трех полученных схемах принять $\pi_{кПС}^* = 1$ и $L_{кПС} = 0$, то получим соответственно трехвальный, двухвальный и одновальный ТРДД без подпорных ступеней. Двухконтурные двигатели указанных шести схем могут выполняться как без смещения, так и со смещением потоков. Наконец, если принять $m = 0$, то получим соответственно трехвальный, двухвальный и одновальный ТРД.

Таким образом, общая схема ТРДД, показанная на рис. 8.3, включает 15 схем турбореактивных двигателей без форсажных камер. Последовательность термогазодинамического расчета двигателя любой из этих схем основывается на приведенной в разд. 8.2 методике расчета одновального двигателя и сводится к следующему.

1. Определяются, как обычно, степень повышения давления в воздухозаборнике от скоростного напора при изэнтропическом торможении π_v и полные параметры воздушного потока за воздухозаборником T_n^* и p_v^* (см. разд. 8.2).

2. Рассчитывается работа каждого каскада компрессора ($L_{вII}$, $L_{кНД}$, $L_{кСД}$ и $L_{кВД}$) в зависимости от полной температуры воздушного потока перед ним и от его степени повышения давления. Вычисляется, кроме того, полная температура за каждым каскадом компрессора в зависимости от температуры

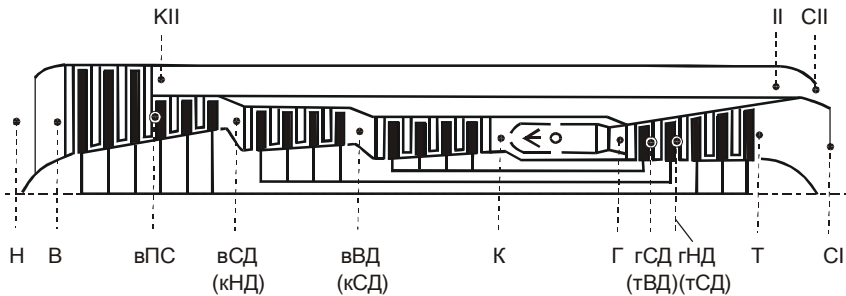


Рис. 8.3. Схема трехвального ТРДД с подпорными ступенями и раздельным истечением потоков

перед ним и от работы этого каскада.

3. Определяются относительный расход топлива через камеру сгорания q_T , а также коэффициенты изменения массы v'_r и v_r . Здесь же целесообразно вычислить значения коэффициентов, характеризующих изменение массы в других сечениях двигателя (v_{rHD} , v_c). Подчеркнем, что *при расчете коэффициентов изменения массы воздуха v'_r и газа v_r (в минимальном сечении первого соплового аппарата) необходимо учитывать отбор воздуха не только на охлаждение всех ступеней турбины ВД, но и ступеней турбины НД, если они охлаждаются.*

4. Рассчитывается работа каскадов турбины ($L_{ТВД}$, $L_{ТСД}$ и $L_{ТНД}$) по уравнениям баланса мощности компрессора и турбины. Работа турбин ВД ($L_{ТВД}$) и СД ($L_{ТСД}$) определяется по уравнению (8.2).

Для турбокомпрессора НД уравнение баланса мощности записывается в виде

$$N_{ТНД} \eta_m = N_{ВП} + N_{кНД},$$

откуда

$$L_{ТНД} = \frac{L_{ВП} m + L_{кНД}}{\eta_m v_{rHD}}. \quad (8.8)$$

Если компрессор НД (вентилятор) не имеет подпорных ступеней и, кроме того, степень повышения давления и КПД вентилятора постоянны по высоте лопаток, т.е. $L_{ВП} = L_{кНД} = L_B$, то

$$L_{ТНД} = \frac{L_B (m + 1)}{\eta_m v_{rHD}}. \quad (8.8a)$$

Из (8.8) и (8.8a) следует, что работа турбины НД, в отличие от $L_{ТВД}$, зависит также и от степени двухконтурности, увеличиваясь с повышением m .

Температура газа за каждым каскадом турбины и степень понижения давления в нем вычисляются по температуре перед каскадом и величине его работы в соответствии с формулами (8.7) и (8.6).

5. Вычисляются скорости истечения рабочего тела из сопел внутреннего и наружного контуров в зависимости от полной температуры T_T^* и $T_{кП}^*$ и степеней понижения давления в них. Значения $\pi_{сП}$ и $\pi_{сПР}$ рассчитываются по уравнениям баланса давлений:

$$\pi_{сПР} = \pi_V \sigma_{вх} \pi_{ТК}^*; \quad \pi_{ТК}^* = \frac{\pi_{кНД}^* \pi_{кСД}^* \pi_{кВД}^* \sigma_{к.с.}}{\pi_{ТВД}^* \pi_{ТСД}^* \pi_{ТНД}^*}, \quad (8.9)$$

$$\pi_{сП} = \pi_V \sigma_{вх} \pi_{ВП}^* \sigma_{кан}. \quad (8.9a)$$

б. Определяются удельные параметры двигателя. Вначале по формуле (6.4) вычисляется удельная тяга внутреннего ($P_{удI}$) и наружного ($P_{удII}$) контуров, затем – удельная тяга движителя $P_{уд}$, а также $P_{удG I}$. Так как суммарная тяга

$$P = P_{удI} G_I + P_{удII} G_{II},$$

то удельная тяга

$$P_{уд} = \frac{P}{G_{\Sigma}} = \frac{P_{удI}}{m+1} + \frac{P_{удII} m}{m+1}, \quad P_{удG I} = \frac{P}{G_I} = P_{удI} + P_{удII} m. \quad (8.10)$$

Удельный расход топлива вычисляется по формуле (7.3).

8.3.2. Турбовинтовые и турбовальные двигатели

Одновальный ТВД. Главная особенность термозагодинамического расчета двигателя этой схемы (см. рис. 1.6) заключается в том, что работу турбины нельзя определить из уравнения баланса мощности компрессора и турбины (8.2), поскольку турбина затрачивает часть мощности на привод винта. Поэтому L_T рассчитывается по формуле (8.6) в зависимости от температуры газа T_g^* и степени понижения давления в турбине, а π_T^* – по уравнению баланса давлений (8.3). При этом величина $\pi_{с.р}$ выбирается из условия оптимального распределения энергии между турбиной (винтом) и соплом, в первом приближении можно принимать $\pi_{с.р} = 1, 1...1,3$.

Вторая особенность расчета касается определения основных удельных параметров. Удельная мощность на валу винта $N_{e уд}$ рассчитывается по уравнению баланса мощности турбины, компрессора и винта:

$$N_T \eta_m = N_k + N_e$$

или в расчете на 1 кг воздуха:

$$N_{e уд} = L_T v_T \eta_m - L_k. \quad (8.11)$$

Если на двигателе имеется редуктор, то механическим КПД учитываются также потери в редукторе, которые на двигателях большой и средней размерности обычно не превышают 1 %.

Эквивалентная мощность включает, кроме мощности на валу, тяговую мощность двигателя, приведенную к валу винта. Другими словами, эквивалентной называется такая мощность, которая, будучи подведенной к винту, позволяет развить тягу, равную суммарной тяге винта и собственно двигателя:

$$N_э = N_e + \frac{P V_{II}}{\eta_v},$$

откуда

$$N_{э.уд} = N_{е.уд} + \frac{P_{уд} V_{п}}{\eta_{в}}. \quad (8.12)$$

Согласно характеристике винта его КПД $\eta_{в}$ зависит от скорости полета. При $V_{п} > 0$ в первом приближении можно принять $\eta_{в} = 0,8$. Если $V_{п} = 0$, то и КПД винта равен нулю. Тогда соотношение между тягой и мощностью оценивается величиной, полученной экспериментально. Обычно принимают:

$$\frac{V_{п}}{\eta_{в}} = 68,2 \text{ Вт/Н} - \text{для самолетных винтов,}$$

$$\frac{V_{п}}{\eta_{в}} = 83,5 \text{ Вт/Н} - \text{для винтовентиляторов,}$$

при этом раскрывается неопределенность в формуле (8.12).

Эффективный и эквивалентный удельные расходы топлива определяются по формулам

$$C_e = \frac{3600 q_T v'_Г}{N_{е.уд}}, \quad C_{э} = \frac{3600 q_T v'_Г}{N_{э.уд}}. \quad (8.13)$$

Турбовальный двигатель со свободной турбиной. Газогенератор этого двигателя (см. рис. 1.7) рассчитывается так же, как газогенератор одновального ТРД, т.е. работа турбины ВД определяется из уравнения баланса мощности (8.2), а степень понижения давления газа – из формулы для работы турбины (8.6). Турбина НД рассчитывается так же, как турбина одновального ТВД, т.е. работа $L_{тнд}$ определяется по формуле (8.6) в зависимости от $T_{гнд}^*$ и $\pi_{тнд}^*$, а степень понижения давления – из уравнения баланса давлений

$$\pi_{в} \sigma_{вх} \pi_{к}^* \sigma_{к.с} = \pi_{твд}^* \pi_{тнд}^* \pi_{с.р},$$

где величиной $\pi_{с.р}$ задаются в пределах 1,04...1,07.

Поскольку вся мощность турбины НД, за исключением потерь в трансмиссии, которые учитываются механическим КПД η_m , идет на привод винта, то

$$N_e = L_{тнд} G_{гнд} \eta_m.$$

Откуда

$$N_{е.уд} = L_{тнд} \eta_m v_{гнд}.$$

Эффективный удельный расход топлива C_e вычисляется по формуле (8.13).

Потребный расход воздуха и соответствующие площади характерных сечений определяются одинаково для всех двигателей (разд. 8.2).

9. ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВИГАТЕЛЕЙ СО СМЕШЕНИЕМ ПОТОКОВ (ТРДДсм)

9.1. ОСОБЕННОСТИ ТРДДсм

Смешение позволяет снизить шум от выходной струи, так как оно исключает возможность взаимодействия за двигателем двух отдельно истекающих с высокой скоростью потоков, а за турбиной потоки смешиваются при относительно небольших скоростях. Кроме того, ТРДДсм имеют более низкий удельный расход топлива. Прежде чем анализировать влияние смешения на тягу и удельный расход топлива, рассмотрим особенности методики расчета двигателя этой схемы.

9.1.1. Особенности проектного термогазодинамического расчета ТРДДсм

Параметры воздухозаборника, вентилятора, компрессора, камеры сгорания и турбины ТРДДсм определяются так же, как и двигателя без смешения потоков (см. разд. 8.3). При этом определяются температуры T_T^* , $T_{кII}^*$ и давления p_I^* и p_{II}^* на выходе из внутреннего и наружного контуров (на входе в камеру смешения, см. рис. 1.5, а). Следовательно, особенности расчета ТРДДсм касаются только смешения потоков и определения параметров на выходе из камеры смешения.

Параметры смеси $T_{см}^*$, $p_{см}^*$ определим для цилиндрической камеры смешения, пренебрегая различием свойств рабочего тела, поступающего из наружного и внутреннего контуров, и изменением его массы в проточной части.

Расход и полная температура смеси определяются по уравнениям сохранения массы и энергии [1]:

$$\begin{aligned} G_{см} &= G_I + G_{II}, \\ G_{см} c_{p см} T_{см}^* &= G_I c_{p_2} T_T^* + G_{II} c_p T_{кII}^*. \end{aligned} \quad (9.1)$$

Отсюда, пренебрегая различием теплоемкостей, получим

$$T_{см}^* = \frac{T_T^* + T_{кII}^* m}{1 + m}. \quad (9.2)$$

Приближенная формула для определения давления:

$$p_{см}^* \approx \frac{p_I^* F_I + p_{II}^* F_{II}}{F_I + F_{II}}. \quad (9.6)$$

Физический смысл формулы (9.6) прост: давление осредняется по площади. Определение давления по формуле (9.6) упрощает расчет, так как в этом случае не нужно находить приведенную скорость $\lambda_{см}$. В указанном диапазоне изменения λ_1 и λ_{II} ошибка не превышает 1 %.

Расчет параметров газового потока на выходе из сопла ТРДДсм (c_c, T_c) не отличается от расчета параметров на выходе из сопла обычного ТРД (см. разд. 8.2). При этом располагаемая степень понижения давления $\pi_{с.р}$ определяется величиной $p_{см}^*$:

$$\pi_{с.р} = \frac{p_{см}^* \sigma_{см}}{p_H},$$

где $\sigma_{см}$ – коэффициент восстановления полного давления в камере смешения, учитывающий гидравлические потери (можно принять $\sigma_{см} \approx 0,99$).

Удельная тяга и удельный расход топлива ТРДДсм, как и ТРД, определяются по формулам (6.4) и (7.3). Следует только помнить, что $P_{удG1} = P_{уд}(m + 1)$, а при определении коэффициента изменения массы в сечении С расход топлива следует относить не к расходу воздуха через внутренний контур, а к суммарному расходу через двигатель, т.е.

$$v_c = 1 + \frac{q_T v'_T}{m + 1}.$$

10. ОБЩИЙ АНАЛИЗ УРАВНЕНИЙ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ УЗЛОВ ВЫПОЛНЕННОГО ГТД

Под выполненным двигателем будем понимать двигатель с заданными площадями характерных сечений. Такой двигатель может существовать в металле, может быть представлен чертежами, а может быть выполнен только его проектный термогазодинамический расчет, по результатам которого определены площади характерных сечений (гл. 8).

Характеристики двигателя – это зависимости тяги (мощности), расхода топлива, удельных и других параметров от режима работы или от внешних условий. Закономерности изменения удельной тяги и удельного расхода топлива подробно анализировались во второй и третьей частях первой книги. Однако там они рассматривались не для выполненного, а для проектируемого двигателя, у которого площади характерных сечений не заданы. Это различие в постановке вопроса весьма существенно и имеет принципиальное значение.

В случае проектируемого двигателя при анализе зависимости удельных параметров, например от температуры газа перед турбиной, все другие параметры рабочего процесса, КПД узлов и коэффициенты потерь сохраняются неизменными, т.е. выполняется однофакторный анализ.

Для выполненного двигателя, например, снижение температуры газа перед турбиной за счет уменьшения расхода топлива при снижении режима, ведет к уменьшению работы, развиваемой турбиной, которая становится меньше работы, потребной для вращения компрессора. Это приводит к снижению частоты вращения ротора, степени повышения давления в компрессоре и расхода воздуха через двигатель. Уменьшаются скорости потока, в том числе осевые и окружные составляющие скоростей в проточной части компрессора и турбины, что приводит к изменению углов атаки на лопатках компрессора и турбины, а также к изменению КПД узлов и коэффициентов потерь.

Анализ зависимости удельных параметров от различных факторов существенно сложнее. Он включает как составную часть *анализ совместной работы узлов двигателя*, поскольку взаимодействие узлов обуславливает изменение всех параметров рабочего процесса, КПД узлов и коэффициентов при изменении режима или внешних условий. Такой анализ позволяет *понять "поведение" выполненного двигателя в различных условиях эксплуатации.*

10.1. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА И КОМПРЕССОРА

Совместная работа рассматриваемых узлов проанализирована в гл. 2. Получено уравнение неразрывности потока, проходящего через входное устройство (ВУ) и компрессор, (2.7), которое представим в следующем виде:

$$\varphi q(\lambda_{\text{в}}) = \sigma_{\text{вх}} \bar{F}_{\text{в}} q(\lambda_{\text{в}}). \quad (10.1)$$

Расход воздуха через двигатель практически однозначно определяется компрессором в случае его работы с дозвуковым воздухозаборником, а также на докритических режимах работы сверхзвукового ВУ. На сверхкритических режимах расход воздуха определяется входным устройством, а коэффициент восстановления давления $\sigma_{\text{вх}}$ – не гидравлическими и газодинамическими потерями, а условиями согласования узлов.

10.2. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ТУРБИНЫ И СОПЛА

Совместная работа турбины и сопла рассматривается применительно к схеме двухвального ТРДД с отдельным истечением потоков.

Для выявления основных закономерностей совместной работы турбины и сопла необходимо уравнение неразрывности потока, проходящего через них, решить с учетом характеристик этих узлов.

Характеристики выходного сопла и турбины. В простейшем случае тяговые и расходные характеристики сопла могут быть заданы как зависимости от располагаемой степени понижения давления $\pi_{\text{с.р}}$ соответственно коэффициента скорости $\varphi_{\text{с}}$ и относительной пропускной способности $\mu_{\text{с}} q(\lambda_{\text{с.кр}})$. В таком виде они и рассматриваются здесь (рис. 10.1,а).

Характеристики турбины обычно задаются как зависимости критериальных параметров в функции двух переменных. В рассматриваемом случае характеристика турбины с достаточной точностью может быть выражена как функция одной переменной (рис. 10.1,б):

$$\eta_{\text{т}}^* = f_1(\pi_{\text{т}}^*); \quad \mu_{\text{с.а}} q(\lambda_{\text{с.а}}) = f(\pi_{\text{т}}^*),$$

что позволяет значительно упростить анализ совместной работы узлов ГТД.

Произведение $\mu_{\text{с.а}} q(\lambda_{\text{с.а}})$ определяет расход газа через турбину при заданных значениях $F_{\text{с.а}}$, $p_{\text{т}}^*$, $T_{\text{т}}^*$, т.е. характеризует пропускную способность турбины, как величина $\mu_{\text{с}} q(\lambda_{\text{с.кр}})$ – пропускную способность сопла.

Уравнение неразрывности потока. Запишем его для сечений на входе в турбину низкого давления ГНД и на выходе из сопла, точнее, для

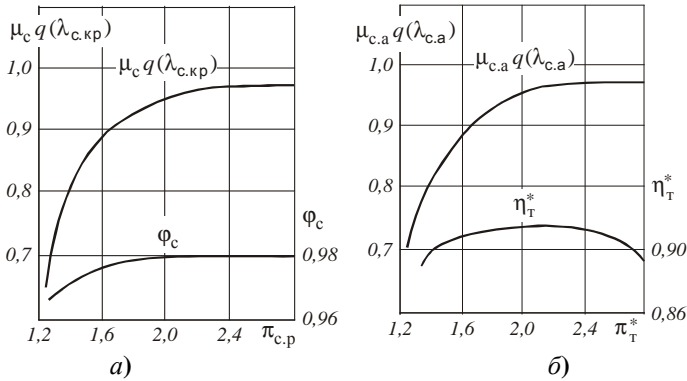


Рис. Ошибка! Текст указанного стиля в документе отсутствует..1. Характеристики сопла (а) и турбины (б)

минимальных (критических) сечений на выходе из первого соплового аппарата с.аНД и сопла С.КР1 :

$$G_{с.аНД} v_{с.а-с} = G_{с}, G_{с.аНД} v_{с.а-с} = G_{с} v_{с.а-с} = 1 + \frac{G_{охл}}{G_{с.аНД}}$$

где $v_{с.а-с} = 1 + G_{охл} / G_{с.аНД}$ – коэффициент, характеризующий изменение массы рабочего тела между сечениями с.аНД и С.КР1, изменением его будем пренебрегать. Здесь и далее, где это не вызывает недоразумений, минимальное сечение сопла внутреннего контура С.КР1 обозначается С.КР или С.

Выразим расходы $G_{с.аНД}$ и $G_{с}$ через пропускные способности турбины и сопла (3.10):

$$\frac{m_{э} p_{ГНД}^* q(\lambda_{с.аНД}) \mu_{с.а} F_{с.аНД}}{\sqrt{T_{ГНД}^*}} v_{с.а-с} = \frac{m_{э} p_{т}^* q(\lambda_{с.кр}) \mu_{с} F_{с.кр}}{\sqrt{T_{т}^*}},$$

где под $T_{ГНД}^*$ подразумевается, строго говоря, полная температура рабочего тела в минимальном сечении первого соплового аппарата турбины НД. Отсюда

$$\pi_{тНД}^* \sqrt{1 - l_{тНД}} v_{с.а-с} = \frac{F_{с.кр} \mu_{с} q(\lambda_{с.кр})}{F_{с.аНД} \mu_{с.а} q(\lambda_{с.аНД})}, \quad (10.2)$$

$$\text{где } l_{тНД} = \left(1 - 1 / \pi_{тНД}^* \frac{k_{э} - 1}{k_{э}} \right) \eta_{тНД}^* = \frac{L_{тНД}}{c_{p,э} T_{ГНД}^*} -$$

относительная работа турбины НД – отношение её удельной работы к энтальпии рабочего тела на входе.

Уравнение (10.2) можно упростить, поскольку для основных рабочих режимов допустимо принять:

$$\frac{\mu_c}{\mu_{c.a}} = 1; \quad v_{c.a-c} = 1 \quad \text{и}$$

$$q(\lambda_{c.aНД}) = 1.$$

$$\text{Тогда } \pi_{тНД}^* \sqrt{1 - I_{тНД}} = \frac{F_{c.кр}}{F_{c.aНД}}$$

$$q(\lambda_{c.кр}). \quad (10.2a)$$

Из (10.2a) следует, что на режимах сверхкритического истечения газа из сопла, т.е. при $q(\lambda_{c.кр}) = 1$, степень понижения давления газа в турбине НД практически однозначно определяется отношением площадей $F_{c.кр}/F_{c.aНД}$, а следовательно при нерегулируемых площадях величина $\pi_{тНД}^*$ постоянна. (В этом случае изменяющиеся внешние условия не влияют на пропускную способность сопла и работу турбины, так как малые возмущения не распространяются против течения сверхзвукового потока. Турбина газодинамически "заперта" звуковым потоком.)

На режимах докритического истечения газа из сопла при $F_{c.кр}/F_{c.aНД} = \text{const}$ величина $\pi_{тНД}^*$ определяется относительной плотностью тока $q(\lambda_{c.кр})$, а поскольку относительная плотность тока зависит только от степени понижения давления $\pi_{c.p}$ (см. рис. 10.1,a), то, следовательно, из условия совместной работы турбины и сопла однозначно определяется зависимость $\pi_{т}^* = f(\pi_{c.p})$.

Эта зависимость может быть рассчитана в такой последовательности: задаемся различными значениями степени понижения давления в турбине; по характеристике турбины находим $\mu_{c.a} q(\lambda_{c.a})$ и $\eta_{тНД}^*$; далее по уравнению (10.2) определяем $\mu_c q(\lambda_{c.кр})$, а по характеристике сопла – степень понижения давления в канале сопла $\pi_{c.p}$.

Из результатов расчета следует, что турбина и сопло имеют две характерные зоны работы: докритического и сверхкритического (рис. 10.2) истечения газа из сопла, величина $\pi_{тНД}^*$ изменяется только при докритическом истечении газа вследствие изменения пропускной способности $\mu_c q(\lambda_{c.кр})$.

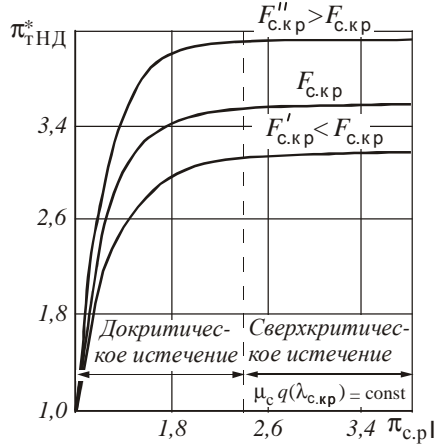


Рис.10.2. Зависимости

$$\pi_{тНД}^* = f(\pi_{c.p}) \text{ для } F_{c.кр} = \text{var}$$

Таким образом, на выполненном двигателе степень понижения давления $\pi_{\text{тнд}}^*$ определяется из условия совместной работы турбины и сопла, в отличие от проектируемого ТРДД, на котором $\pi_{\text{тнд}}^*$ определяется из условия баланса мощности турбины и компрессора (см. разд. 8.2 и 8.3).

Влияние регулирования турбины и сопла. Как отмечалось, в общем случае $\pi_{\text{тнд}}^*$ зависит от отношения $F_{\text{с.кр}}/F_{\text{с.а}}$ (10.2а). Поэтому степень понижения давления газа в турбине можно изменять путем регулирования площадей минимального сечения сопла и соплового аппарата турбины. Уменьшение площади выходного сечения $F_{\text{с.кр}}$ приводит к снижению $\pi_{\text{тнд}}^*$ (см. рис. 10.2), что объясняется уменьшением пропускной способности сопла: через уменьшенную площадь сечения газ может пройти, как следует из анализа формулы (3.10), только при увеличенном давлении $p_{\text{т}}^*$, что приводит к снижению $\pi_{\text{тнд}}^*$. При уменьшении площади $F_{\text{с.анд}}$ значение $\pi_{\text{тнд}}^*$ возрастает.

10.3. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА УЗЛОВ ГАЗОГЕНЕРАТОРА

Компрессор, камера сгорания и турбина составляют газогенератор. Он входит в схему любого ГТД, и рассмотренные закономерности совместной работы его узлов одинаково справедливы как для многовальных двигателей, так и для одновального ТРД.

10.3.1. Совместная работа камеры сгорания и турбины ВД

Работа камеры сгорания и турбины удовлетворяет условию неразрывности потока. Уравнение неразрывности запишем для сечений на входе в камеру сгорания К (на выходе из компрессора) и на выходе из первого соплового аппарата турбины (с.а):

$$G_{\text{к}} v_{\text{к-с.а}} = G_{\text{г}},$$

где $v_{\text{к-с.а}}$ – коэффициент, характеризующий изменение массы рабочего тела между сечениями К и с.а, изменением его будем пренебрегать.

Выразим $G_{\text{к}}$ и $G_{\text{г}}$ соответственно через параметры потока в сечении за компрессором К и пропускную способность турбины:

$$\frac{m_{\text{г}} p_{\text{к}}^* q(\lambda_{\text{к}}) F_{\text{к}}}{\sqrt{T_{\text{к}}^*}} v_{\text{к-с.а}} = \frac{m_{\text{г}} p_{\text{к}}^* \sigma_{\text{к.с}} q(\lambda_{\text{с.а}}) \mu_{\text{с.а}} F_{\text{с.а}}}{\sqrt{T_{\text{г}}^*}}.$$

Здесь и далее через T_{Γ}^* обозначается полная температура газа в минимальном сечении соплового аппарата турбины. Полученное выражение представим в виде

$$q(\lambda_{\kappa}) = \frac{\sigma_{\kappa,с}}{\sqrt{T_{\Gamma}^*/T_{\kappa}^*}} \frac{m_z \mu_{с,а} q(\lambda_{с,а}) F_{с,а}}{m_{\sigma} F_{\kappa} v_{\kappa-с,а}}. \quad (10.3)$$

Обычно в большом диапазоне летных условий на основных режимах работы двигателя при неизменных площадях характерных сечений величина $\frac{\sigma_{\kappa,с} m_z \mu_{с,а} q(\lambda_{с,а}) F_{с,а}}{m_{\sigma} F_{\kappa} v_{\kappa-с,а}}$

сохраняется примерно постоянной. Поэтому λ_{κ} изменяется главным образом вследствие изменения степени подогрева газа в камере сгорания:

$$q(\lambda_{\kappa}) = \frac{\text{const}}{\sqrt{T_{\Gamma}^*/T_{\kappa}^*}}. \quad (10.3a)$$

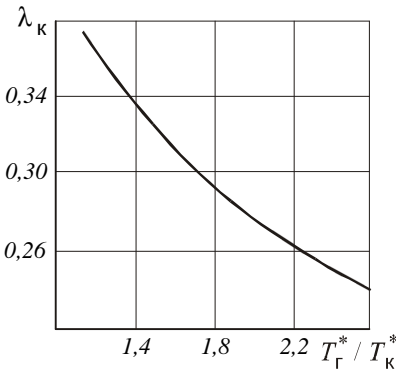


Рис. 10.4. Зависимость приведенной скорости за компрессором от степени подогрева газа в камере сгорания

С увеличением $T_{\Gamma}^*/T_{\kappa}^*$ приведенная скорость λ_{κ} снижается из условия неразрывности потока (рис. 10.4), что является следствием уменьшения плотности газа на выходе из камеры сгорания.

В случае регулируемой турбины значительно изменяется величина $\mu_{с,а} q(\lambda_{с,а}) F_{с,а}$. Поэтому в общем случае приведенная скорость на входе в камеру сгорания λ_{κ} , а следовательно и пропускная способность сети за компрессором, определяются в основном пропускной способностью турбины и степенью подогрева газа в камере сгорания.

10.3.2. Совместная работа компрессора и расположенной за ним сети

Запишем условие неразрывности потока для сечений на входе в компрессор ВД и камеру сгорания К (см. рис. 1.1), т.е. условие совместной

работы компрессора и камеры сгорания, точнее – совместной работы компрессора и расположенной за ним сети:

$$\frac{m_{\text{ср}} p_{\text{вВД}}^* q(\lambda_{\text{вВД}}) F_{\text{вВД}}}{\sqrt{T_{\text{вВД}}^*}} v_{\text{вВД-к}} = \frac{m_{\text{ср}} p_{\text{к}}^* q(\lambda_{\text{к}}) F_{\text{к}}}{\sqrt{T_{\text{к}}^*}}.$$

Отсюда

$$q(\lambda_{\text{вВД}}) = q(\lambda_{\text{к}}) \frac{\pi_{\text{кВД}}^*}{\sqrt{1 + l_{\text{кВД}}}} \frac{F_{\text{к}}}{F_{\text{вВД}}} \frac{1}{v_{\text{вВД-к}}}, \quad (10.4)$$

$$\text{где } l_{\text{кВД}} = \left(\pi_{\text{кВД}}^* \frac{k-1}{k} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{\text{кВД}}^*} = \frac{L_{\text{кВД}}}{c_p T_{\text{вВД}}^*}.$$

относительная работа компрессора ВД, т.е. отношение его удельной работы к энтальпии на входе.

Уравнение (10.4) связывает величины $q(\lambda_{\text{вВД}})$ и $\pi_{\text{кВД}}$, определяющие положение рабочей точки на характеристике компрессора, с приведенной скоростью на выходе из него. Характеристику компрессора в этом случае следует рассматривать как зависимость степени повышения давления и КПД от плотности тока на входе в компрессор и приведенной частоты вращения ротора:

$$\pi_{\text{кВД}}^* = f [q(\lambda_{\text{вВД}}), n_{\text{пр.вВД}}]; \quad \eta_{\text{кВД}}^* = f_1 [q(\lambda_{\text{вВД}}), n_{\text{пр.вВД}}].$$

При постоянной приведенной скорости $\lambda_{\text{к}}$ уравнение (10.4) выражается в виде линии на характеристике компрессора (рис. 10.5), которую назовем линией постоянной пропускной способности сети, расположенной за компрессором ($\lambda_{\text{к}} = \text{const}$). Уменьшение $\lambda_{\text{к}}$, т.е. уменьшение пропускной способности сети, приводит к смещению этой линии вверх (при $n_{\text{пр.вВД}} = \text{const}$ или $\lambda_{\text{вВД}} = \text{const}$).

Увеличение $\pi_{\text{кВД}}^*$ при снижении $\lambda_{\text{к}}$ и $\lambda_{\text{вВД}} = \text{const}$ объясняется просто: протолкнуть определенную массу газа через какое-либо сечение i при снижении его пропускной способности $q(\lambda_i)$ можно только за счет увеличения давления газа в этом сечении. Это следует из элементарного уравнения расхода (1.5), которое нужно анализировать в рассматриваемом случае при $G_i = \text{const}$, имея в виду, что температура T_i^* является величиной, зависимой от давления p_i^* , но изменяется менее значительно.

При заданном значении $n_{\text{пр}}$ или $q(\lambda_{\text{в}})$ величина $\lambda_{\text{кНД}}$ согласно (10.4) однозначно определяет положение рабочей точки на характеристике компрессора НД.

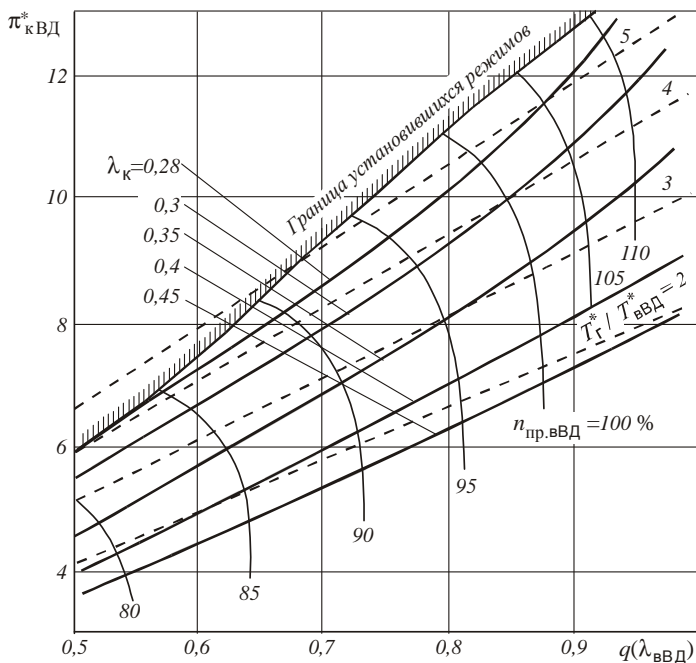


Рис. 10.5. Характеристика компрессора с линиями:

— — $\lambda_{\kappa} = \text{const}$; - - - $T_{\Gamma}^*/T_{\text{вВД}}^* = \text{const}$

10.3.3. Совместная работа компрессора и турбины ВД

Работа компрессора и турбины на установившихся режимах должна удовлетворять трем условиям: неразрывности потока; балансу мощности; равенству (соответствию) частот вращения роторов.

Характеристику турбины будем рассматривать как зависимость $\mu_{\text{с.а}} q(\lambda_{\text{с.а}})$ и КПД от степени понижения давления (см. рис. 10.1,б). В этом случае она не зависит от частоты вращения ротора, поэтому третье условие совместной работы компрессора и турбины не рассматривается.

Уравнение неразрывности потока для сечений на входе в компрессор и критического сечения первого соплового аппарата турбины можно получить в результате совместного решения уравнений (10.3) и (10.4):

$$q(\lambda_{\text{вВД}}) = \frac{\mu_{\text{с.а}} q(\lambda_{\text{с.а}}) \sigma_{\text{к.с}} m_z F_{\text{с.а}} \pi_{\text{кВД}}^*}{\sqrt{T_{\Gamma}^*/T_{\text{кВД}}^*} m_e F_{\text{вВД}} \sqrt{1 + l_{\text{кВД}}}}$$

где $v_{\Gamma} = v_{\text{ВД-к}} v_{\text{к-Г}}$ – коэффициент изменения массы рабочего тела между сечениями на входе в компрессор и минимальным сечением соплового аппарата турбины. Полученное соотношение представим в следующем виде:

$$q(\lambda_{\text{ВД}}) = \frac{\pi_{\text{кВД}}^*}{\sqrt{T_{\Gamma}^*/T_{\text{ВД}}^*}} A, \tag{10.5}$$

где

$$A = \frac{m_{\rho} F_{\text{с.а}} \sigma_{\text{к.с}}}{m_{\theta} F_{\text{ВД}} v_{\Gamma}} \mu_{\text{с.а}} q(\lambda_{\text{с.а}}),$$

$T_{\Gamma}^*/T_{\text{ВД}}^*$ – степень повышения температуры рабочего тела перед турбиной газогенератора, равная произведению степеней повышения температуры в камере сгорания $T_{\Gamma}^*/T_{\text{к}}^*$ и компрессоре $T_{\text{к}}^*/T_{\text{ВД}}^*$.

Для двигателя с нерегулируемыми проходными сечениями и без отбора воздуха на самолетные нужды величина A на большинстве рабочих режимов сохраняется примерно постоянной. Тогда на основании уравнения (10.5) на характеристику компрессора можно нанести линии постоянного отношения температур $T_{\Gamma}^*/T_{\text{ВД}}^*$ (см. рис. 10.5): прямые, исходящие из точки с координатами $\pi_{\text{кВД}}^* = 0$ и $q(\lambda_{\text{ВД}}) = 0$. При $T_{\Gamma}^*/T_{\text{ВД}}^* = \text{const}$ плотность тока $q(\lambda_{\text{ВД}})$ пропорциональна степени повышения давления в компрессоре $\pi_{\text{кВД}}^*$, поскольку изменяющийся за счет $q(\lambda_{\text{ВД}})$ расход воздуха может пройти через минимальное сечение соплового аппарата турбины $F_{\text{с.а}}$ только при таком же изменении давления $p_{\text{к}}^*$. При $\pi_{\text{к}}^* = \text{const}$ значение $q(\lambda_{\text{ВД}})$ определяется, как видно из (10.4), величиной $q(\lambda_{\text{к}})$, которая обратно пропорциональна $\sqrt{T_{\Gamma}^*/T_{\text{к}}^*}$ (10.3а) или соответственно $\sqrt{T_{\Gamma}^*/T_{\text{ВД}}^*}$.

Уравнение баланса мощности. К уравнению баланса мощности, полученному в гл. 8

$$\begin{aligned} N_{\text{ТВД}} \eta_{\text{мВД}} &= N_{\text{кВД}} \\ L_{\text{ТВД}} \eta_{\text{мВД}} v_{\Gamma} &= L_{\text{к}} \end{aligned}$$

добавим коэффициент отбора мощности на нужды потребителей $\eta_{\text{отбВД}}$ (в том числе, на привод самолетного винта в системе одновального ТВД) и представим это уравнение для турбины и компрессора в следующем виде:

$$L_{\text{кВД}} = L_{\text{тВД}} \nu_{\text{г}} \eta_{\text{м ВД}} \eta_{\text{отб ВД}} \quad (10.6)$$

Из полученного выражения следует, что *соотношение между удельными работами компрессора и турбины зависит от типа двигателя (ТРД или ТВД) и от условий его работы (с отбором или без отбора воздуха): увеличение количества отбираемого воздуха (уменьшение $\nu_{\text{г}}$) или мощности (уменьшение $\eta_{\text{отб ВД}}$) приводит к снижению работы компрессора относительно располагаемой работы турбины.*

Выразим удельную работу компрессора и турбины соответственно через $l_{\text{кВД}}$ и $l_{\text{тВД}}$ и представим уравнение мощности в следующем виде:

$$l_{\text{кВД}} = \frac{T_{\text{г}}^*}{T_{\text{вВД}}^*} l_{\text{тВД}} B, \quad (10.6a)$$

где

$$B = \frac{c_{\text{pз}}}{c_{\text{p}}} \eta_{\text{м ВД}} \eta_{\text{отб ВД}} \nu_{\text{г}}.$$

Из (10.6a) следует, что соотношение между $l_{\text{кВД}}$ и $l_{\text{тВД}}$, а значит между $\pi_{\text{кВД}}^*$ и $\pi_{\text{тВД}}^*$, зависит главным образом от отношения температур $T_{\text{г}}^*/T_{\text{вВД}}^*$, а также от $\nu_{\text{г}}$ и $\eta_{\text{отб ВД}}$.

В разд. 10.2 показано, что на основных рабочих режимах выполненного двигателя степень понижения давления $\pi_{\text{тВД}}^*$, а следовательно и $l_{\text{тВД}}$, сохраняются постоянными. На двигателе без отбора мощности и воздуха постоянна также и величина B . В этом случае согласно уравнению баланса мощности (10.6a) увеличение отношения $T_{\text{г}}^*/T_{\text{вВД}}^*$ (степени подогрева газа $T_{\text{г}}^*/T_{\text{к}}^*$) приводит к однозначному повышению $l_{\text{кВД}}$ и, соответственно, $\pi_{\text{кВД}}^*$. Напомним (гл. 8), что в случае проектируемого ТРД(Д), наоборот, по уравнению баланса мощности (8.2) определяется работа турбины из условия обеспечения потребной работы компрессора (т.е. заданного значения $\pi_{\text{к}}^*$), а увеличение температуры $T_{\text{г}}^*$ приводит к снижению $\pi_{\text{тВД}}^*$.

Уравнение совместной работы узлов газогенератора. Уравнения (10.5) и (10.6a) решим совместно: из (10.6a) определим отношение температур и подставим его в выражение (10.5). После преобразования имеем

$$q(\lambda_{\text{вВД}}) = \frac{\pi_{\text{кВД}}^*}{\sqrt{l_{\text{кВД}}}} A \sqrt{l_{\text{тВД}} B}, \quad (10.7)$$

$$\text{где } A \sqrt{B} = \frac{m_{\text{з}} F_{\text{с.а}}}{m_{\text{е}} F_{\text{вВД}}} \mu_{\text{с.а}} q(\lambda_{\text{с.а}}) \sigma_{\text{к.с}} \sqrt{\frac{c_{\text{pз}} \eta_{\text{м ВД}} \eta_{\text{отб ВД}}}{c_{\text{p}} \nu_{\text{г}}}}.$$

Полученное уравнение описывает совместную работу узлов газогенератора ВД. Из него видно, что соотношение между $\pi_{\text{кВД}}^*$ и $q(\lambda_{\text{ВД}})$ зависит от ряда факторов, следовательно, уравнение (10.7) накладывает определенные ограничения на положение рабочих точек на характеристике компрессора. Закономерности изменения положения рабочих точек на характеристике компрессора зависят от изменения:

- степени повышения температуры в газогенераторе $T_{\text{г}}^*/T_{\text{ВД}}^*$ (согласно (10.6а) от величины $T_{\text{г}}^*/T_{\text{ВД}}^*$ зависит работа $l_{\text{кВД}}$ и, следовательно, степень повышения давления $\pi_{\text{кВД}}^*$);

- площадей характерных сечений $F_{\text{с.а}}$, $F_{\text{ВД}}$ и $F_{\text{с.аНД}}$ (10.2б) (или $F_{\text{с.кр}}$ в системе одновального ТРД) – двигатель с нерегулируемыми или регулируемыми сечениями;

- коэффициента отбора мощности $\eta_{\text{отб ВД}}$, т.е. от типа двигателя;

- коэффициента $\nu_{\text{г}}$, который зависит от величины отбора воздуха на самолетные нужды, т.е. от характера работы двигателя (с отбором или без отбора воздуха);

- числа $M_{\text{п}}$, поскольку степень понижения давления в турбине $\pi_{\text{тВД}}^*$ ($l_{\text{тВД}}$) определяется величиной $\pi_{\text{с.р}}$, зависящей от степени повышения давления $\pi_{\text{в}}$;

- КПД узлов и коэффициентов потерь, которые в общем случае зависят от условий эксплуатации.

В частном случае для газогенератора с нерегулируемыми сечениями, без отбора мощности и воздуха, при сверхкритическом истечении газа из сопла и при условии, что характеристики узлов не зависят от условий эксплуатации, уравнение (10.7) упрощается:

$$q(\lambda_{\text{ВД}}) = \frac{\pi_{\text{кВД}}^*}{\sqrt{l_{\text{кВД}}}} C, \quad (10.7а)$$

где $C = A \sqrt{l_{\text{тВД}}} B = \text{const}$.

Уравнение (10.7а) и закономерности совместной работы узлов такого газогенератора проанализированы в гл. 11.

10.4. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА КОМПРЕССОРА И ТУРБИНЫ НД

Работа компрессора и турбины НД двухвального ТРДД (см. рис. 1.1), как и газогенератора, должна удовлетворять условиям баланса мощности и неразрывности потока.

Степень двухконтурности. Прежде чем перейти к выводу уравнений баланса мощности и неразрывности потока, получим формулу для степени

двухконтурности, которая необходима для последующего анализа этих уравнений. Выразим величины расходов воздуха G_{II} и G_I через параметры потока в сечениях С.КР II и ВВД (для ТРДД без подпорных ступеней):

$$G_{II} = \frac{m_{\theta} P_{с.кр II}^* F_{с.кр II} q(\lambda_{с.кр II})}{\sqrt{T_{кр II}^*}}; G_I = \frac{m_{\theta} P_{ВВД}^* F_{ВВД} q(\lambda_{ВВД})}{\sqrt{T_{ВВД}^*}},$$

откуда, пренебрегая радиальной неравномерностью параметров потока в сечении за компрессором НД и потерями полного давления между компрессорами, получим

$$m = \frac{G_{II}}{G_I} = \frac{q(\lambda_{с.кр II}) F_{с.кр II}}{q(\lambda_{ВВД}) F_{ВВД}} \sigma_{кан} \sigma_{с II}, \quad (10.8)$$

где $\sigma_{кан}$ – коэффициент восстановления давления в канале наружного контура; $\sigma_{с II}$ – коэффициент восстановления давления в сужающейся части сопла наружного контура; $F_{с.кр II}$ – эффективная площадь минимального сечения сопла наружного контура.

Из уравнения (10.8) видно, что в частном случае при неизменных площадях $F_{с.кр II}$ и $F_{ВВД}$, постоянных коэффициентах $\sigma_{кан}$ и $\sigma_{с II}$ и при сверхкритическом истечении газа из наружного сопла ($\lambda_{с.кр II} = \text{const}$) *степень двухконтурности изменяется обратно пропорционально относительной плотности тока $q(\lambda_{ВВД})$, т.е. однозначно определяется положением рабочей точки на характеристике компрессора ВД:*

$$m = \frac{\text{const}}{q(\lambda_{ВВД})}. \quad (10.8a)$$

Уравнение баланса мощности для турбокомпрессора НД аналогично уравнению баланса мощности для газогенератора (10.6): они отличаются только величиной $(m+1)$, которая представляет собой отношение суммарного расхода воздуха через двигатель к расходу воздуха через его внутренний контур. Прделав необходимые преобразования (см. учебник), вместо (10.6) получаем (10.9)

$$L_{кНД} (m + 1) = L_{тНД} \nu_{гНД} \eta_m \eta_{отб НД}, \quad (10.9)$$

вместо (10.6a) – (10.9a):

$$l_{кНД} (m + 1) = \frac{T_{г}^*}{T_{н}^*} (1 - l_{тВД}) l_{тНД} B_{НД}, \quad (10.9a)$$

где $l_{\text{кНД}} = \frac{L_{\text{кНД}}}{c_p T_{\text{н}}^*} = \left(\pi_{\text{кНД}}^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{\text{кНД}}^*}$ – относительная работа компрессора НД,

$$B_{\text{НД}} = \frac{c_{p2}}{c_p} \eta_{m \text{НД}} \eta_{\text{отб НД}} v_{\text{гНД}},$$

а также (10.96):

$$\frac{l_{\text{кНД}}}{1 + l_{\text{кНД}}} (m + 1) = \frac{T_{\text{г}}^*}{T_{\text{вВД}}^*} (1 - l_{\text{тВД}}) l_{\text{тНД}} B_{\text{НД}}. \quad (10.96)$$

Из уравнения баланса мощности компрессора и турбины НД следует, что соотношение между $\pi_{\text{кНД}}^*$ и $\pi_{\text{тНД}}^*$ зависит от отношения температур, коэффициентов $v_{\text{гНД}}$, $\eta_{\text{отб НД}}$ (как и для газогенератора) и, кроме того, от степени двухконтурности. С увеличением степени двухконтурности $\pi_{\text{кНД}}^*$ уменьшается.

Степень двухконтурности, как показано, зависит от положения рабочей точки на характеристике компрессора ВД. От положения этой точки зависит также отношение температур $T_{\text{г}}^*/T_{\text{вВД}}^*$, что следует из анализа уравнения (10.5). Поэтому *относительная работа $l_{\text{кНД}}$, а следовательно и $\pi_{\text{кНД}}^*$, зависит от положения рабочей точки на характеристике кВД, а также (в общем случае) от ряда других факторов.*

В системе выполненного двигателя из уравнения баланса мощности определяется в большинстве случаев (например, когда величины $l_{\text{тВД}}$, $l_{\text{тНД}}$ и $B_{\text{НД}}$ сохраняются постоянными) степень повышения давления в компрессоре $\pi_{\text{кНД}}^*$. А в случае проектируемого двигателя, наоборот, как показано в гл. 8, из условия обеспечения заданных значений $\pi_{\text{кНД}}^*$ и степени двухконтурности с помощью этого уравнения определяется степень понижения давления в турбине $\pi_{\text{тНД}}^*$ (разд. 8.3.1.).

Уравнение неразрывности. Условие неразрывности потока между сечениями В, вВД и С.КРП двухконтурного двигателя без подпорных ступеней представим в виде уравнения

$$G_{\Sigma} = G_1 (m + 1).$$

Выражая G_{Σ} и G_1 через параметры потока в сечениях В и вВД, получим

$$q(\lambda_{\text{в}}) = q(\lambda_{\text{вВД}}) \frac{\pi_{\text{кНД}}^*}{\sqrt{1 + l_{\text{кНД}}}} (m + 1) \frac{F_{\text{вВД}}}{F_{\text{в}}}. \quad (10.10)$$

$$G_{\Sigma} = \frac{m_{\text{в}} P_{\text{в}}^* F_{\text{в}} q(\lambda_{\text{в}})}{\sqrt{T_{\text{в}}^*}} \quad G_{\text{I}} = \frac{m_{\text{в}} P_{\text{вВД}}^* F_{\text{вВД}} q(\lambda_{\text{вВД}})}{\sqrt{T_{\text{вВД}}^*}}$$

$$q(\lambda_{\text{в}}) = q(\lambda_{\text{вВД}}) \frac{\pi_{\text{кНД}}^*}{\sqrt{1 + l_{\text{кНД}}}} (m + 1) \frac{F_{\text{вВД}}}{F_{\text{в}}}$$

Уравнения (10.8), (10.9б) и (10.10) накладывают определенные ограничения на положение рабочих точек на характеристике компрессора НД двухвального ТРДД, поскольку они связывают $\pi_{\text{кНД}}^*$ и $q(\lambda_{\text{в}})$ с рядом параметров. Из этих уравнений следует, что положение рабочей точки на характеристике кНД зависит от положения рабочей точки на характеристике кВД, а следовательно от всех факторов, которые были рассмотрены в разд. 10.3, и, кроме того, от КПД, коэффициентов и параметров, характеризующих работу турбокомпрессора НД (например, от $\pi_{\text{тНД}}^*$, $\eta_{\text{тНД}}^*$), а также наружного контура (например, от $F_{\text{с.кр II}}$, $\lambda_{\text{с.кр II}}$).

Эти уравнения применимы также для анализа совместной работы узлов и определения положения рабочих точек на характеристиках компрессора НД двухвального ТРД и компрессора СД трехвального ТРДД. Для этого достаточно принять $m = 0$. Уравнения (10.8)...(10.10) в принципе справедливы и для турбокомпрессора НД трехвального ТРДД.

Подчеркнем, что закономерности изменения положения рабочих точек на характеристиках компрессоров ВД и НД в зависимости от каких-либо критериев определяют зависимость параметров рабочего процесса от этих критериев и являются, по существу, основными закономерностями совместной работы узлов двигателя. Они и будут анализироваться далее более подробно для двигателей различных типов и схем.

10.5. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ВСЕХ УЗЛОВ ГТД

Из проделанного выше анализа совместной работы узлов двухвального ТРДД с отдельным истечением потоков следует, что работа узлов взаимозависима. Так, положение рабочей точки на характеристике воздухозаборника зависит от приведенной скорости $\lambda_{\text{в}}$ (гл. 2), а следовательно и от положения рабочей точки на характеристике компрессора, которое, в свою очередь, зависит от большого числа факторов (разд. 10.3 и 10.4), в том числе от степени понижения давления $\pi_{\text{тНД}}^*$. В разд. 10.2 показано, что степень

понижения давления $\pi_{\text{тНД}}^*$ (положение рабочей точки на характеристике турбины) зависит от $\pi_{\text{с1р}}$ (положения рабочей точки на характеристике сопла). А располагаемые степени понижения давления газа в соплах внутреннего и наружного контуров двигателя определяются, как показано в гл. 8, на основании уравнений баланса давлений (8.9). Перепишем их здесь в следующем виде:

$$\pi_{\text{ср1}} = \pi_{\text{V}} \sigma_{\text{вх}} \pi_{\text{тК}}^* ; \quad \pi_{\text{тК}}^* = \frac{\pi_{\text{кНД}}^* \pi_{\text{кВД}}^* \sigma_{\text{к.с}}}{\pi_{\text{тВД}}^* \pi_{\text{тНД}}^*} ; \quad (10.11)$$

$$\pi_{\text{ср11}} = \pi_{\text{V}} \sigma_{\text{вх}} \pi_{\text{в11}}^* \sigma_{\text{кан}} . \quad (10.12)$$

Из уравнения (10.11) следует, что величина $\pi_{\text{ср1}}$, а значит, и положение рабочей точки на характеристике сопла, зависит от числа $M_{\text{п}}$, положения рабочих точек на характеристиках воздухозаборника ($\sigma_{\text{вх}}$), компрессоров НД ($\pi_{\text{кНД}}^$) и ВД ($\pi_{\text{кВД}}^*$), камеры сгорания ($\sigma_{\text{к.с}}$) и турбин ВД ($\pi_{\text{тВД}}^*$) и НД ($\pi_{\text{тНД}}^*$). Поэтому для определения положения рабочих точек на характеристиках компрессоров и выявления закономерностей совместной работы узлов необходимо все двенадцать уравнений решить совместно с учетом характеристик узлов.*

Двенадцать основных уравнений получены для двухвального ТРДД с раздельным истечением потоков и без подпорных ступеней; они описывают, строго говоря, совместную работу узлов двигателя именно этой схемы. Закономерности совместной работы узлов определяются рядом факторов, в том числе типом двигателя и его схемой (разд. 10.3...10.4). Из этого, однако, не следует, что совместную работу узлов двигателя каждого типа и каждой схемы нужно в учебнике анализировать отдельно. Это невозможно, да и нет в этом необходимости.

Двухконтурный двигатель, как было показано в гл. 6, представляет собой наиболее общий тип двигателя, а ТРД и ТВД являются частными случаями ТРДД. Этот вывод, сделанный при анализе рабочего процесса, справедлив и для анализа совместной работы узлов этих двигателей. Схема двухвального ТРДД с раздельным истечением потоков простая и достаточно общая. Именно по этой схеме выполнены многие ТРДД, поэтому рассматриваемая схема считается классической. На базе ТРДД могут быть построены 15 схем турбореактивных двигателей (одноконтурных и двухконтурных) без форсажных камер (см. разд. 8.3). Число схем удвоится и утроится, если рассматривать двигатели с форсажными камерами (в наружном контуре, во внутреннем контуре и с общей форсажной камерой).

Различные схемы турбовинтовых и турбовальных двигателей можно также рассматривать как частный случай ТРДД с отбором мощности от турбины ВД или НД. *Поэтому проделанный в гл. 10 предварительный общий анализ основных уравнений совместной работы узлов справедлив для газотурбинных двигателей различных типов и схем.* Исключение составляет ТРДД со смешением потоков, однако и для него справедливы в основном выводы, сделанные в этой главе (особенности совместной работы узлов ТРДДсм рассмотрены в разд. 11.5).

Итак, закономерности совместной работы узлов обусловлены влиянием большого числа факторов. В следующей главе анализируется работа многовальных и одновальных, двухконтурных и одноконтурных турбореактивных двигателей с нерегулируемыми проходными сечениями и одним подводом тепла, т.е. двигателей с одним управляющим фактором. Совместная работа узлов тех же двигателей с регулируемыми площадями характерных сечений анализируется в гл. 13, а двигателей с отбором мощности на привод винта, а также с форсажными камерами в гл. 14.

11. ОСНОВНЫЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ УЗЛОВ ТРД(Д) С ОДНИМ УПРАВЛЯЮЩИМ ФАКТОРОМ

Закономерности совместной работы узлов турбокомпрессора (газогенератора и турбовентилятора) анализируются на примере его работы в системе главным образом двухвального ТРД(Д) без подпорных ступеней с раздельным истечением потоков и одним управляющим фактором при сверхкритическом истечении газа из сопел, когда степени понижения давления в турбинах сохраняются неизменными.

11.1. ОСНОВНЫЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ УЗЛОВ МНГОВАЛЬНОГО ТУРБОКОМПРЕССОРА

11.1.1. Линия совместной работы

В рассматриваемом случае (для двигателя с одним управляющим фактором при $\lambda_{с1} \geq 1$) уравнение совместной работы узлов газогенератора (10.7) упрощается (см. разд. 10.3.3) и принимает вид (10.7а):

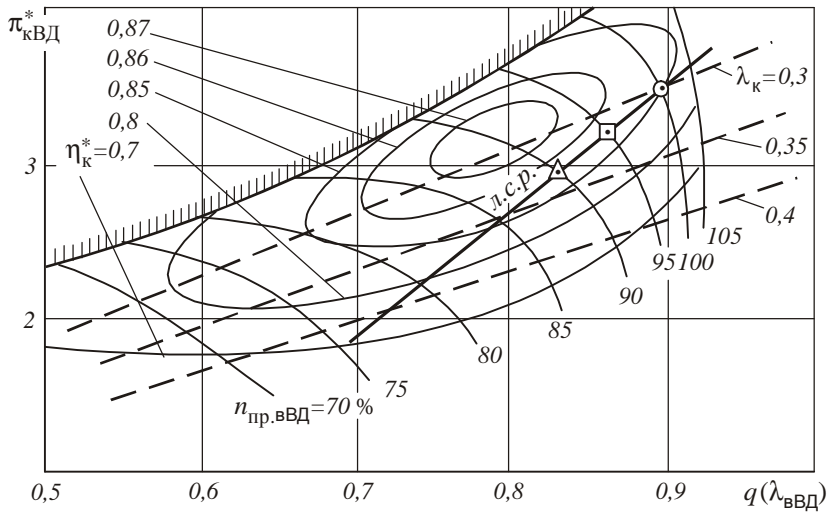
$$q(\lambda_{\text{ВД}}) = \frac{\pi_{\text{кВД}}^*}{\sqrt{l_{\text{кВД}}}} C. \quad (10.7a)$$

Уравнение (10.7а) представляет собой зависимость плотности тока $q(\lambda_{\text{ВД}})$ от степени повышения давления в компрессоре $\pi_{\text{кВД}}^$, которую называют линией совместной работы (рис. 11.1,а).*

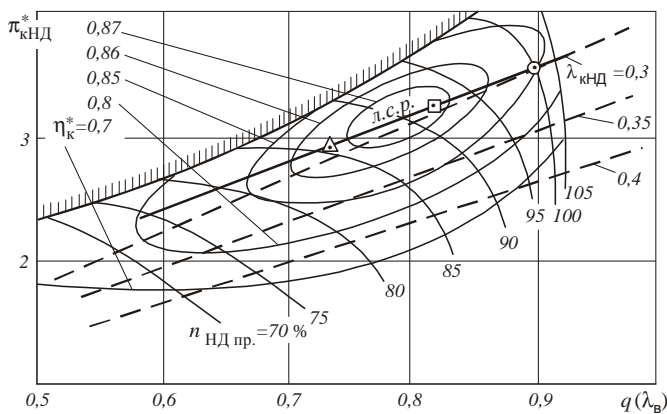
Совместная работа узлов турбокомпрессора НД двухвальных двигателей описывается уравнениями (10.8), (10.9б) и (10.10).

Итак, каждой рабочей точке на характеристике компрессора ВД, например \bigcirc , \square и Δ , однозначно соответствует рабочая точка на характеристике компрессора НД (\bigcirc , \square и Δ), а положением линии совместной работы на характеристике кВД определяется положение соответствующей линии на характеристике кНД (см. рис. 11.1).

Проделанный анализ позволяет установить, что из условия совместной работы узлов область возможного расположения рабочих точек на характеристиках каскадов компрессора сужается до одной линии. Для двигателя с одним управляющим фактором (с неизменяемыми характерными сечениями, без отбора мощности и воздуха) при сверхкритическом истечении газа из сопла *положение линий совместной работы определяется характеристиками узлов данного двигателя и не зависит от других факторов, в том числе от высоты и скорости полета.*



а)



б)

Рис.11.1. Линии постоянной пропускной способности $\lambda_{к} = \text{const}$ (----) и совместной работы узлов (—) на характеристиках компрессоров ВД (а) и НД (б) двухвального ТРД ($\pi_{кНД 0}^* = \pi_{кВД 0}^* = 3,5$)

Таким образом, линией совместной работы называют геометрическое место точек на характеристике компрессора, удовлетворяющее условию совместной работы всех узлов.

По положению линии совместной работы при заданном значении приведенной частоты $n_{пр}$ однозначно определяется критерий K_y , который характеризует запас устойчивой работы компрессора:

$$K_y = \frac{[\pi_k^*/q(\lambda_B)]_{гр}}{[\pi_k^*/q(\lambda_B)]_{л.с.р}}$$

Запасом устойчивой работы называют величину $\Delta K_y = (K_y - 1)100\%$, которая показывает, на сколько изменяются π_k^* и $q(\lambda_B)$ при смещении рабочей точки с линии совместной работы (л.с.р) на границу помпажа (гр).

Величина ΔK_y зависит от многих факторов, которыми определяется положение рабочей точки на характеристике компрессора (см. разд. 10.3.3 и 10.4), а также от факторов, которые влияют на положение границы помпажа и изучаются в курсе лопаточных машин (см. также разд. 11.4). С другой стороны, запасы ΔK_y , характеризующие газодинамическую устойчивость двигателя, нормируются и не должны быть меньше определенного значения $\Delta K_{y\min}$. Обеспечению запасов уделяется много внимания в процессе проектирования и доводки двигателя.

Поэтому понятие о линии совместной работы – одно из наиболее важных в рассматриваемой части теории ГТД.

11.1.2. Особенности совместной работы узлов двухвального газогенератора

Затяжеление первых и облегчение последних ступеней компрессора при снижении $n_{пр}$. Линии совместной работы на характеристиках компрессоров двухвального ТРД протекают существенно неодинаково (см. рис. 11.1), что объясняется неодинаковым изменением пропускной способности сети за компрессорами ВД и НД при изменении отношения температур $T_r^*/T_{ВД}^*$. Снижение $T_r^*/T_{ВД}^*$ ведет к увеличению пропускной способности сети за компрессором ВД вследствие уменьшения степени подогрева газа в камере сгорания T_r^*/T_k^* (10.3а). Соответствующее снижение приведенной частоты вращения ротора ВД $n_{пр.ВД}$, а следовательно и $q(\lambda_{ВД})$, означает, что пропускная способность сети за компрессором НД уменьшается. Поэтому линия совместной работы на характеристике компрессора ВД располагается круче, чем линия постоянной пропускной способности $\lambda_k = \text{const}$, а на

характеристике компрессора НД она положе (см. рис. 11.1). В результате угол наклона линии совместной работы на характеристике компрессора НД всегда меньше, чем на характеристике компрессора ВД. Соответственно $\Delta K_{yНД} < \Delta K_{yВД}$ на режимах пониженного отношения температур $T_r^*/T_{вД}^*$ при $\pi_{кНД0}^* = \pi_{кВД0}^*$ и $\Delta K_{yНД0} = \Delta K_{yВД0}$.

Это свойство (неодинаковое изменение пропускной способности за различными ступенями, чему соответствует неодинаковый угол наклона линии совместной работы на характеристиках этих ступеней) присуще любым многоступенчатым компрессорным системам с нерегулируемыми сечениями, в том числе и многоступенчатым одновальным компрессорам.

Таким образом, в системе как одновального многоступенчатого компрессора, так и двухвального группа первых ступеней (каскад НД) перегружается (затяжеляется) по сравнению с группой последних ступеней (каскад ВД) и находится на пониженных режимах в более тяжелых условиях работы.

Скольжение роторов. Работа ступеней двухвального компрессора отличается специфическими особенностями. Они обусловлены скольжением частот вращения роторов, которое возникает вследствие неодинакового изменения работы (нагруженности) компрессоров ВД и НД в зависимости от частот вращения их роторов, чему соответствует неодинаковый угол наклона линий совместной работы на характеристиках этих компрессоров.

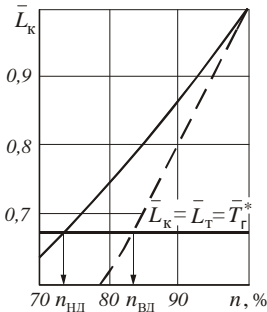


Рис. 11.2. Изменение относительной работы компрессора $\bar{L}_k = L_k / L_{k0}$ по частоте вращения ротора ($\pi_{кНД0}^* = \pi_{кВД0}^* = 3,5$):
 — — — $\bar{L}_{кНД} = f(n_{нд})$;
 - - - - $\bar{L}_{кВД} = f(n_{вд})$

Более пологое расположение линии совместной работы на характеристике компрессора НД указывает на более медленное снижение работы этого компрессора при уменьшении частоты вращения (рис. 11.2). Но работа двух компрессоров при изменении режима изменяется одинаково, поскольку она равна работе турбин, которая пропорциональна температуре газа T_r^* . При снижении температуры газа перед турбиной пропорционально уменьшается работа турбин и компрессоров. Поэтому баланс мощности обеспечивается только при неодинаковом снижении частот

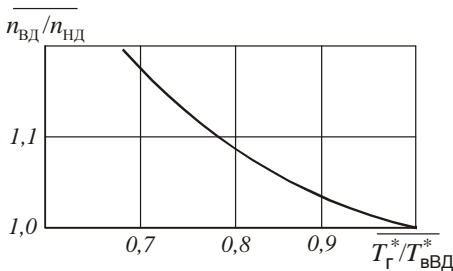


Рис. 11.3. Изменение скольжения роторов двухвального ТРД в зависимости от отношения температур $T_{Г^*}/T_{ВД^*}$ относительно их значений на максимальном режиме

вращения роторов низкого и высокого давлений: $n_{НД}$ уменьшается значительно, чем $n_{ВД}$, а отношение этих величин $n_{ВД}/n_{НД}$, которое называется скольжением роторов, возрастает (рис. 11.3).

Влияние скольжения на запасы устойчивой работы компрессора. Чтобы понять характер влияния изменения скольжения на работу двухвального компрессора (строго говоря, по сравнению с одновальным), проанализируем эффект "сцепления" роторов [9], при котором отношение частот вращения роторов

сохраняется постоянным. На пониженных режимах "сцепление" приводит к увеличению $n_{НД}$ и к снижению $n_{ВД}$ (рис. 11.4,а). При этом пропускная способность за компрессором НД уменьшается, линия совместной работы смещается к границе помпажа. На характеристике компрессора ВД она также смещается к границе помпажа вследствие отбора мощности от турбины ВД (увеличение $n_{НД}$ и снижение $n_{ВД}$ при "сцеплении" роторов двухвального ТРД осуществляется за счет передачи мощности с турбины ВД на турбину НД).

Влияние отбора мощности на положение линии совместной работы можно проанализировать по уравнению (10.7). Такой анализ изложен в разд. 14.1.

Итак, "сцепление" роторов приводит к уменьшению запасов устойчивой работы компрессоров НД и ВД и, наоборот, переход от одновального к двухвальному двигателю приводит, благодаря скольжению, к повышению запасов устойчивой работы на режимах низких $n_{пр}$ (рис. 11.4, б), что особенно важно для компрессора НД и объясняется увеличением пропускной способности за ним.

Таким образом, изменение скольжения роторов оказывает благоприятное воздействие на работу компрессора и является главной особенностью совместной работы узлов двухвального газогенератора. Преимущество двухвальных ТРД состоит в том, что изменение скольжения роторов и расширение диапазона их устойчивой работы происходят автоматически (самопроизвольно).

11.1.3. Особенности совместной работы узлов турбовентилятора ТРДД

Рассмотренные закономерности совместной работы узлов двухвального газогенератора присущи и двухконтурным двигателям с передним расположением компрессора наружного контура (вентилятора), но не являются для них основными.

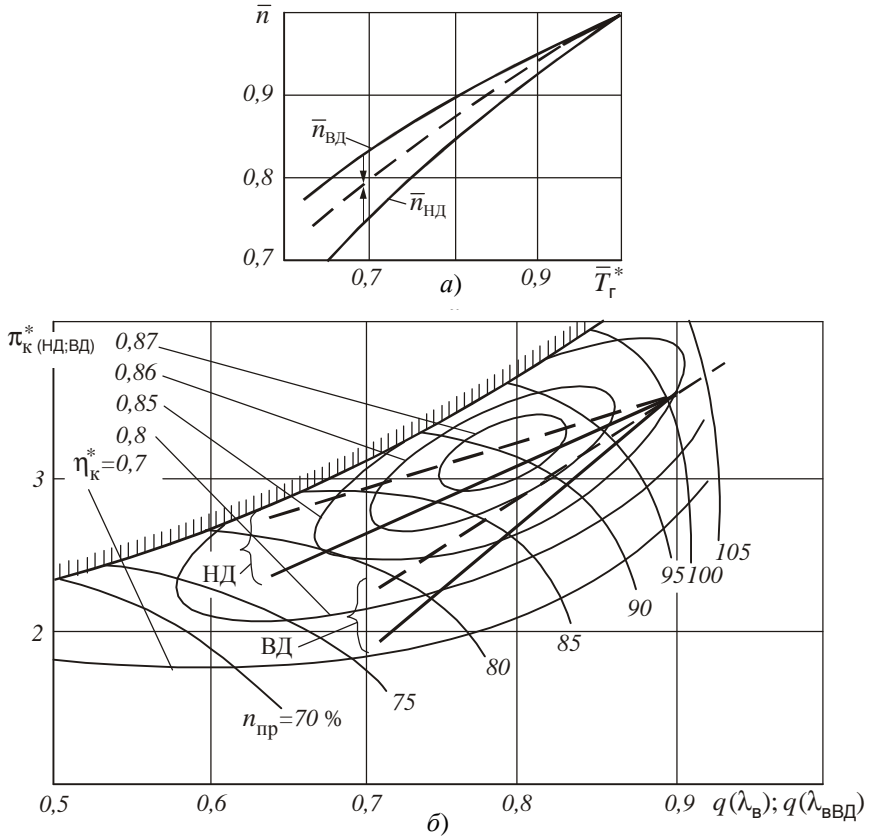


Рис. 11.4. Изменение частоты n в зависимости от температуры T_{Γ}^* (а) и расположение линий совместной работы на характеристиках компрессоров (б):

— — двухвального ТРД; - - - - двухвального ТРД со сцепленными роторами (одновального ТРД)

Из уравнения (10.10) следует, что зависимость $q(\lambda_{\text{в}})$ от $\pi_{\text{кНД}}^*$, т.е. протекание линии совместной работы на характеристике компрессора НД ТРДД, определяется изменением произведения $q(\lambda_{\text{вВД}})(m+1)$, которое характеризует пропускную способность сети за компрессором НД и зависит, следовательно, не только от $q(\lambda_{\text{вВД}})$, как на двухвальном ТРД, но и от отношения расходов воздуха $(m+1)$ через компрессоры низкого и высокого давлений. С увеличением отношения $(m+1)$ пропускная способность за компрессором НД увеличивается, что ведет к повышению запаса устойчивости $\Delta K_{\text{уНД}}$. При снижении отношения температур $T_{\text{г}}^*/T_{\text{вВД}}^*$ степень двухконтурности увеличивается (рис. 11.5) вследствие уменьшения $q(\lambda_{\text{вВД}})$. Уменьшение пропускной способности сети за

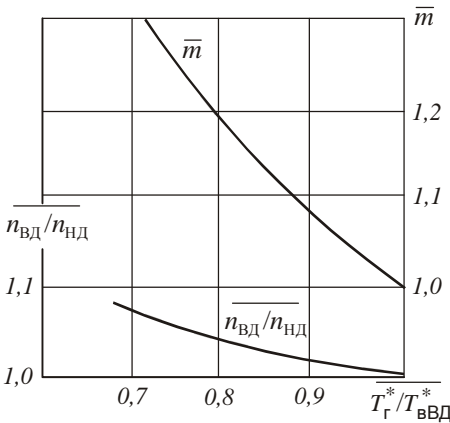


Рис. 11.5. Изменение степени двухконтурности и скольжения роторов ТРДД в зависимости от отношения температур $T_{\text{г}}^*/T_{\text{вВД}}^*$ по сравнению с их значениями на максимальном режиме ($\pi_{\text{к}}^* \Sigma_0 = 12; \pi_{\text{кНД}0}^* = 2,4; m_0 = 1; T_{\text{г}0}^* = 1200 \text{ К}$)

компрессором НД, обусловленное снижением $q(\lambda_{\text{вВД}})$, частично компенсируется увеличением отношения $(m+1)$, так как при этом увеличивается доля суммарного расхода воздуха, поступающего в наружный контур, пропускная способность на выходе из которого постоянна (при $\lambda_{\text{с.кр II}} = 1$). Поэтому линия совместной работы на характеристике компрессора НД ТРДД круче, чем на аналогичной характеристике ТРД (рис. 11.6); следовательно, снижение $T_{\text{г}}^*/T_{\text{вВД}}^*$ приведет к менее значительному, чем на ТРД, уменьшению запасов устойчивости компрессора НД.

Таким образом, главной особенностью совместной работы узлов ТРДД является изменение степени двухконтурности в зависимости от $T_{\text{г}}^*/T_{\text{вВД}}^*$.

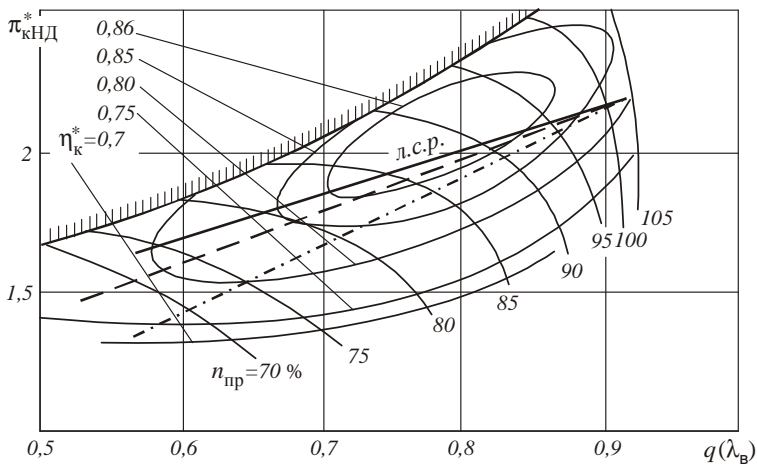


Рис. 11.6. Влияние типа двигателя на положение линии совместной работы на характеристике компрессора НД

$$(\pi_{к\Sigma_0}^* = 12; \pi_{кНД_0}^* = 2,4; \lambda_{с} \geq 1):$$

---- - двухвальный ТРД; ---- - ТРДД ($m_0 = 2$); - · - · - $\lambda_{кНД} = \text{const}$

11.2. ПОДОБНЫЕ РЕЖИМЫ И ФОРМУЛЫ ПРИВЕДЕНИЯ

11.2.1. Подобные режимы

В разд. 11.1.1 показано, что при неизменном положении рабочей точки на линии совместной работы на характеристике компрессора ВД (а следовательно, при известных $\pi_{кВД}^*$, $q(\lambda_{вВД})$, $\eta_{кВД}^*$ и $n_{пр.вВД}$), которое может быть задано, например, отношением температур $T_r^*/T_{вВД}^*$, однозначно определяется положение рабочей точки на характеристике компрессора НД, т.е. величины $\pi_{кНД}^*$, $q(\lambda_{в})$, $\eta_{кНД}^*$ и $n_{НДпр}$, и далее на всех остальных узлах.

Итак, при заданном положении рабочей точки на характеристике компрессора ВД и $M_{п} = \text{const}$ сохраняются неизменными положения рабочих точек на характеристиках всех узлов, а следовательно, степени повышения (понижения) давления, КПД узлов и значения λ_i в сечении на входе в каждый узел. Очевидно, что при этом сохраняются неизменными отношения давлений в двух произвольных сечениях, в том числе отношение давления в любом сечении к давлению на входе в двигатель. А

отношения давлений определяют соответствующие отношения температур, например:

$$\frac{T_{кНД}^*}{T_{в}^*} = 1 + l_{кНД}; \quad \frac{T_{к}^*}{T_{вВД}^*} = 1 + l_{кВД};$$

$$\frac{T_{тВД}^*}{T_{г}^*} = 1 - l_{тВД}; \quad \frac{T_{т}^*}{T_{гНД}^*} = 1 - l_{тНД}.$$

Если при $M_{п} = const$ положение рабочих точек на характеристиках всех узлов, отношения давлений (температур) в любых произвольных сечениях, а также величины λ_i сохраняются неизменными, а абсолютные параметры изменяются с изменением внешних условий, то режимы двигателя подобны.

Изучение подобных режимов представляет большой практический интерес, так как позволяет получить простые формулы для пересчета параметров двигателя, замеренных при одних внешних условиях, на другие условия эксплуатации.

Определение параметров в стандартных условиях по их значениям при любых атмосферных условиях называется **приведением параметров двигателя к САУ**. Формулы, по которым приводятся параметры, называются **формулами приведения**, а сами **параметры – приведенными**.

В качестве стандартных атмосферных условий на земле (на уровне моря) принимаются следующие параметры воздушного потока: $T_{н}^* = 288 \text{ К}$; $p_{н}^* = 101325 \text{ Па}$.

11.2.2. Формулы приведения

На подобных режимах отношение давления (температуры) в любом i -м сечении двигателя к давлению (температуре) в сечении на входе в двигатель сохраняется, как отмечалось, постоянным. Поэтому *стандартным условиям в сечении Н соответствуют вполне определенные (приведенные) параметры в любом сечении проточной части двигателя*. Обозначим их индексом "пр". Тогда для давления воздушного потока в любом сечении двигателя можно записать формулу приведения:

$$\frac{p_i^*}{p_{н}^*} = \frac{p_{iпр}^*}{101325} = const, \text{ или } p_{iпр}^* = p_i^* \frac{101325}{p_{н}^*}. \quad (11.1)$$

Аналогично для температуры получим

$$\frac{T_i^*}{T_{н}^*} = \frac{T_{iпр}^*}{288} = const, \text{ или } T_{iпр}^* = T_i^* \frac{288}{T_{н}^*}. \quad (11.2)$$

Подчеркнем, что на подобных режимах приведенные параметры сохраняются постоянными, это видно из формул (11.1) и (11.2). А физические значения p_i^* ; (T_i^*) в любом сечении двигателя изменяются пропорционально давлению (температуре) воздушного потока на входе в двигатель $p_n^*(T_n^*)$. Отношение давления (температуры) в любом сечении к давлению (температуре) на входе в двигатель однозначно определяет приведенное давление (температуру).

Формулы приведения для давления (11.1) и температуры (11.2) получены на основании определения подобных режимов. Формулы приведения для других параметров (работы турбины L_T или компрессора L_K , относительного расхода топлива q_T , скорости потока c_i , расхода рабочего тела G , расхода топлива G_T , тяги P , удельного расхода топлива $C_{уд}$ и мощности N) можно получить, выразив перечисленные сложные (зависимые) параметры через простые, а простые – через их приведенные значения.

Так, формулу приведения для удельной работы турбины (компрессора) получим, выразив температуру T_i^* в соотношении (8.6) или (8.4) через ее приведенное значение согласно (11.2):

$$\frac{L}{T_n^*} = \frac{L_{пр}}{288} = \text{const}, \text{ или } L_{пр} = L \frac{288}{T_n^*}. \quad (11.2a)$$

Работа турбины (компрессора) приводится к САУ по той же формуле, что и температура рабочего тела, поскольку на подобных режимах она изменяется пропорционально температуре.

Аналогично осуществляется приведение относительного расхода топлива q_T , так как он пропорционален разности температур $(T_T^* - T_K^*)$. Выразив эти температуры в формуле (4.8a) через их приведенные значения, получим

$$\frac{q_T}{T_n^*} = \frac{q_{T,пр}}{288} = \text{const}, \text{ или } q_{T,пр} = q_T \frac{288}{T_n^*}. \quad (11.2b)$$

Поскольку относительный расход топлива на подобных режимах изменяется, то и коэффициент избытка воздуха (4.1)

$$\alpha = \frac{1}{q_T L_0}$$

определяющий соотношение между расходом воздуха и расходом топлива, не сохраняется постоянным. Изменяется, следовательно, и характер работы камеры сгорания. Таким образом, на подобных режимах работы двигателя подобие процессов в камере сгорания, строго говоря, не обеспечивается.

Формулу приведения для скорости потока получим, выразив температуру T_i^* в соотношении

$$c_i = \sqrt{2 c_p T_i^* \left(1 - 1/\pi_{ср} \frac{k_z - 1}{k_z}\right)}$$

через ее приведенное значение по формуле (11.2). Тогда

$$\frac{c_i}{\sqrt{T_H^*}} = \frac{c_{iпр}}{\sqrt{288}} = \text{const}, \text{ или } c_{iпр} = c_i \sqrt{\frac{288}{T_H^*}}. \quad (11.3)$$

Формула (11.3) выводится также из очевидного условия, что отношение $c_i k \sqrt{T_i^*}$, пропорциональное λ_i , на подобных режимах сохраняется постоянным. Она справедлива как для абсолютной, так для осевой и окружной скоростей.

Поскольку окружная скорость пропорциональна частоте вращения ротора, то указанная формула справедлива также для приведения частоты вращения:

$$n_{пр} = n \sqrt{\frac{288}{T_H^*}} \quad (11.3a)$$

Формула приведения (11.3) справедлива и для удельной тяги, поскольку $P_{уд}$ — это разность скоростей $c_c - V_{п}$:

$$P_{уд.пр} = P_{уд} \sqrt{\frac{288}{T_H^*}}. \quad (11.3b)$$

Таким образом, скорость потока в любом сечении двигателя, частота вращения ротора и удельная тяга на подобных режимах пропорциональны $\sqrt{T_H^*}$.

Не следует забывать, что приведенная частота $n_{пр}$, а следовательно и положение рабочей точки на характеристике компрессора, неоднозначно определяется физической частотой вращения ротора: она зависит от полной температуры воздушного потока на входе в двигатель T_H^* , т.е. от скорости полета и температуры наружного воздуха.

Чтобы получить формулу приведения для расхода рабочего тела, выразим давление p_i^* и температуру T_i^* в уравнении расхода (1.5) через их приведенные значения согласно (11.1) и (11.2). В результате получим

$$\frac{G_i \sqrt{T_H^*}}{p_H^*} = \frac{G_{iпр} \sqrt{288}}{101325} = \text{const}, \text{ или } G_{iпр} = G_i \frac{101325}{p_H^*} \sqrt{\frac{T_H^*}{288}}. \quad (11.4)$$

Из (11.4) видно, что расход воздуха через двигатель на подобных режимах изменяется пропорционально p_H^* и обратно пропорционально $\sqrt{T_H^*}$.

Подставив q_T и $G_{\text{ог}}$, выраженные через их приведенные значения, в соотношение

$$G_T = q_T G_{\text{ог}} \quad (4.2a),$$

получим формулу приведения расхода топлива:

$$G_{\text{т.пр}} = G_T \frac{101325}{p_{\text{н}}^*} \sqrt{\frac{288}{T_{\text{н}}^*}}. \quad (11.5)$$

Формулу приведения тяги получим, подставив в уравнение $P = G_{\Sigma} P_{\text{уд}}$ расход G_{Σ} и удельную тягу $P_{\text{уд}}$, выраженные через их приведенные значения $G_{\Sigma \text{ пр}}$ и $P_{\text{уд. пр}}$. Тогда

$$P_{\text{пр}} = P \frac{101325}{p_{\text{н}}^*}. \quad (11.6)$$

Выразив часовой расход топлива и тягу через их приведенные значения и поделив $G_{\text{т.пр}}$ на $P_{\text{пр}}$, получим формулу приведения для удельного расхода топлива:

$$C_{\text{уд.пр}} = C_{\text{уд}} \sqrt{\frac{288}{T_{\text{н}}^*}}. \quad (11.7)$$

Если режимы двигателя подобны, то при изменении внешних условий тяга изменяется пропорционально $p_{\text{н}}^$, расход топлива – пропорционально произведению $p_{\text{н}}^* \sqrt{T_{\text{н}}^*}$, а удельный расход топлива – пропорционально $\sqrt{T_{\text{н}}^*}$.*

Мощность на валу пропорциональна произведению работы турбины (компрессора) на расход газа. Например, для турбовального двигателя со свободной турбиной

$$N_e = L_{\text{тнд}} G_{\text{гнд}} \eta_m.$$

Выразив работу $L_{\text{тнд}}$ и расход $G_{\text{гнд}}$ через их приведенные значения, получим

$$\frac{N_e}{p_{\text{н}}^* \sqrt{T_{\text{н}}^*}} = \frac{N_{e \text{ пр}}}{101325 \sqrt{288}} = \text{const}, \text{ или } N_{e \text{ пр}} = N_e \frac{101325}{p_{\text{н}}^*} \sqrt{\frac{288}{T_{\text{н}}^*}}. \quad (11.8)$$

На подобных режимах мощность двигателя, как и расход топлива, изменяется пропорционально произведению $p_{\text{н}}^ \sqrt{T_{\text{н}}^*}$. Поэтому эффективный удельный расход топлива C_e , характеризующий эффективность турбовальных (турбовинтовых) двигателей, сохраняется постоянным.*

При испытании ГТД на стенде параметры, характеризующие внешние условия, замеряют во многих случаях непосредственно в сечении В на входе

в компрессор НД, тогда тяга и другие основные данные приводятся к САУ по параметрам в этом сечении.

11.2.3. Приведение параметров к САУ по температуре и давлению в различных сечениях двигателя

Приведение к САУ по формулам (11.1)...(11.8) выполняется по температуре и давлению в сечении Н на входе в двигатель, поэтому все рассмотренные приведенные параметры имеют одинаковый физический смысл: *они фактически реализуются на двигателе (т.е. равны физическим параметрам в процессе испытаний), если в сечении Н температура и давление равны их стандартным значениям.*

Однако приведение к САУ может выполняться не только по T_n^* и p_n^* , но и по температуре и давлению в других сечениях двигателя. Существуют, следовательно, различные приведенные параметры, соответствующие одним и тем же физическим параметрам и различным условиям приведения. Необходимость такого подхода связана с необходимостью испытания и доводки узлов двигателя в различных условиях, в том числе на специальных установках вне двигателя. Такой подход позволяет построить универсальные характеристики узлов, которые не зависят от условий на входе, т.е. приведенные параметры, характеризующие работу данного узла, должны соответствовать стандартным значениям температуры и давления в сечении на входе в него. Следовательно, условия приведения для двигателя в целом и для отдельных его узлов в общем случае различны.

Параметры двигателя, приведенные к САУ по температуре и давлению в характерном сечении j , условимся обозначать "пр j ". Тогда формулы приведения для давления p_i^* и температуры T_i^* рабочего тела, работы L и относительного расхода топлива q_T , скорости потока c_i и частоты вращения ротора n , расхода рабочего тела G_i и расхода топлива G_T можно записать в более общем виде:

$$p_{i\text{пр}j}^* = p_i^* \frac{101325}{p_j^*}; \quad (11.1a)^*$$

$$T_{i\text{пр}j}^* = T_i^* \frac{288}{T_j^*}; \quad L_{\text{пр}j} = L \frac{288}{T_j^*}; \quad q_{T,\text{пр}j} = q_T \frac{288}{T_j^*}; \quad (11.2в)$$

$$c_{i\text{пр}j} = c_i \sqrt{\frac{288}{T_j^*}}; \quad n_{\text{пр}j} = n \sqrt{\frac{288}{T_j^*}}; \quad (11.3в)$$

* Нумерация обобщенных формул отличается от нумерации, принятой в разд. 11.2.2, только добавлением букв.

$$G_{i \text{ пр } j} = G_i \frac{101325}{p_j^*} \sqrt{\frac{T_j^*}{288}}; \quad (11.4a)$$

$$G_{\text{т.пр } j} = G_{\text{т}} \frac{101325}{p_j^*} \sqrt{\frac{288}{T_j^*}}. \quad (11.5a)$$

Чтобы лучше понять физический смысл параметров, приведенных к САУ по формулам (11.4a)...(11.5a), проанализируем некоторые из них на примере. Пусть при испытании двухвального ТРДД на определенном режиме были замерены: температура газа перед турбиной $T_{\text{г}}^*$, частота вращения $n_{\text{ВД}}$, расход воздуха через внутренний контур G_{I} и расход топлива $G_{\text{т}}$. По формулам (11.2)...(11.5) эти параметры можно привести к САУ по температуре и давлению в сечении Н. Кроме того, эти же параметры можно привести к САУ по температуре и давлению в сечении ВВД:

$$T_{\text{г.пр.ВВД}}^* = T_{\text{г}}^* \frac{288}{T_{\text{ВД}}^*}; \quad (11.2\text{г})$$

$$n_{\text{ВД пр.ВВД}} = n_{\text{ВД}} \sqrt{\frac{288}{T_{\text{ВД}}^*}}; \quad (11.3\text{г})$$

$$G_{\text{I пр.ВВД}} = G_{\text{I}} \frac{101325}{p_{\text{ВД}}^*} \sqrt{\frac{T_{\text{ВД}}^*}{288}}; \quad (11.4\text{б})$$

$$G_{\text{т.пр.ВВД}} = G_{\text{т}} \frac{101325}{p_{\text{ВД}}^*} \sqrt{\frac{288}{T_{\text{ВД}}^*}}. \quad (11.5\text{б})$$

Первая группа приведенных параметров ($T_{\text{г.пр}}^*$, $n_{\text{ВД пр}}$, $G_{\text{I пр}}$ и $G_{\text{т.пр}}$) может быть получена прямым замером, если испытать двигатель на подобном режиме при САУ в сечении Н на входе. Вторая группа приведенных параметров ($T_{\text{г.пр.ВВД}}^*$, $n_{\text{ВД пр.ВВД}}$, $G_{\text{I пр.ВВД}}$ и $G_{\text{т.пр.ВВД}}$) также может быть замерена, если обеспечить стандартные условия в сечении ВВД, т.е. испытать газогенератор отдельно на специальной установке. Две группы приведенных параметров связаны между собой однозначно:

$$T_{\text{г.пр.ВВД}}^* = \frac{T_{\text{г.пр}}^*}{1 + l_{\text{кНД}}}, \quad n_{\text{ВД пр.ВВД}} = \frac{n_{\text{ВД пр}}}{\sqrt{1 + l_{\text{кНД}}}},$$

$$G_{\text{I пр.ВВД}} = G_{\text{I пр}} \frac{\sqrt{1 + l_{\text{кНД}}}}{\pi_{\text{кНД}}^*}, \quad G_{\text{т.пр.ВВД}} = G_{\text{т.пр}} \frac{1}{\pi_{\text{кНД}}^* \sqrt{1 + l_{\text{кНД}}}}.$$

Их различие определяется степенью повышения температуры или температуры и давления в компрессоре НД.

Подчеркнем, что необходимость определения параметров, приведенных к САУ по температуре и давлению в сечении вВД, возникает как при экспериментальном исследовании двигателя (например, для уточнения по результатам испытаний характеристики компрессора ВД), так и при различных расчетах. Например, проектный термогазодинамический расчет компрессора ВД, как известно из курса лопаточных машин, выполняется обычно для стандартных условий на входе в него. Следовательно, для такого расчета работу компрессора необходимо определять в соответствии с (11.2в) по формуле

$$L_{кВД пр.вВД} = L_{кВД} \frac{288}{T_{вВД}^*},$$

а расход воздуха – по формуле (11.4б).

Приведенный расход воздуха $G_{пр.вВД}$ характеризует пропускную способность компрессора ВД и однозначно определяется площадью сечения на входе в него и относительной плотностью тока в этом сечении:

$$G_{пр.вВД} = \frac{m_6 101325}{\sqrt{288}} F_{вВД} q(\lambda_{вВД}) = 241 F_{вВД} q(\lambda_{вВД}),$$

или в общем виде

$$G_{прj} = 241 F_j q(\lambda_j). \quad (11.9)$$

В ряде случаев, например при выборе закона регулирования двигателя, необходимо анализировать соотношение между частотой вращения и температурой газа перед турбиной. При этом удобно использовать частоту вращения, приведенную к САУ по температуре газа перед турбиной:

$$n_{пр.г} = n \sqrt{\frac{288}{T_g^*}}. \quad (11.3д)$$

Заметим в заключение, что приведенная температура $T_{г.пр.вВД}^*$ (11.2г) однозначно определяется отношением $T_g^*/T_{вВД}^*$, которое широко применялось в гл. 10 при анализе совместной работы узлов газогенератора и турбовентилятора (см. разд. 10.3 и 10.4).

Число $M_{п}$ и любой приведенный параметр, который однозначно определяет положение рабочей точки на линии совместной работы, например отношение температур T_g^/T_n^* или приведенная частота $n_{пр}$, являются критериями подобия. При сохранении их постоянными*

режимы работы турбореактивного двигателя с нерегулируемыми сечениями и одним подводом тепла (с одним управляющим фактором) подобны, а все приведенные параметры постоянны.

11.3. ОБОБЩЕННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ

Изменение критериев подобия (числа $M_{п}$ и, например, $n_{ВД пр}$) означает переход с одного множества подобных режимов на множество других подобных режимов, который сопровождается изменением положения рабочих точек на характеристиках узлов, а также приведенных параметров. *Зависимости приведенных параметров, а также параметров, характеризующих положение рабочих точек на характеристиках узлов, – $\pi_{кВД}^*$, $q(\lambda_{вВД})$, $\eta_{кВД}^*$, $n_{ВД пр вВД}$, $T_{г}^*/T_{вВД}^*$, $\pi_{тВД}^*$, $\mu_{с.а} q(\lambda_{с.а})$, $\eta_{тВД}^*$, $\pi_{кНД}^*$, $q(\lambda_{в})$, $\eta_{кНД}^*$, $n_{НД пр}$, $\pi_{тНД}^*$, $\mu_{с.а} q(\lambda_{с.а НД})$, $\eta_{тНД}^*$, $q_{т. пр}$, $G_{т. пр}$, m , $\pi_{с II}$, $\mu_{с} q(\lambda_{с.кр II})$, $\Phi_{с II}$, $\pi_{с I}$, $\mu_{с} q(\lambda_{с.кр I})$, $\Phi_{с I}$, $P_{уд. пр}$, $C_{уд. пр}$, $P_{пр}$ и др. – от критериев подобия называют **обобщенными характеристиками двигателя**. Эти зависимости, удовлетворяющие условию совместной работы всех узлов, справедливы для любых атмосферных и полетных условий и в этом смысле являются универсальными (обобщенными).*

Проанализируем эти характеристики, начиная с общих для всех двигателей закономерностей (разд. 11.3.1 и 11.3.2), а затем рассмотрим особенности двухвальных двигателей (разд. 11.3.3).

11.3.1. Основные закономерности изменения параметров турбокомпрессора

В разд. 11.1.1 показано, что по уравнениям (10.7а), (10.8), (10.9б) и (10.10), которые получены из условия совместной работы всех узлов, на характеристики кВД и кНД (вентилятора) можно нанести линии совместной работы, и каждой рабочей точке на характеристике кВД будет соответствовать рабочая точка на характеристике кНД (для случая $\lambda_{с} \geq 1$). Поэтому параметрам $\pi_{кВД}^*$, $q(\lambda_{вВД})$, $n_{пр.вВД}$, $\eta_{кВД}^*$, $l_{кВД}$ и $T_{к}^*/T_{вВД}^* = 1 + l_{кВД}$, которые определяются положением рабочей точки на характеристике кВД, соответствуют аналогичные параметры $\pi_{кНД}^*$, $q(\lambda_{в})$, $n_{НД пр}$, $\eta_{кНД}^*$, $l_{кНД}$ и $T_{кНД}^*/T_{н}^* = 1 + l_{кНД}$ компрессора НД, а также степень двухконтурности m (10.8), отношение температур $T_{г}^*/T_{вВД}^*$ (10.5) и $T_{г}^*/T_{н}^* = (T_{г}^*/T_{вВД}^*) (T_{вВД}^*/T_{н}^*)$.

Далее однозначно определяются: по относительной плотности тока – приведенный расход воздуха через двигатель $G_{\Sigma пр} = 241 F_{в} q(\lambda_{в})$ и,

следовательно, через его внутренний контур $G_{I\text{пр}}$; по отношениям температур $T_{г}^*/T_{н}^*$ и $T_{к}^*/T_{н}^*$ – приведенные температуры $T_{г.\text{пр}}^*$ и $T_{к.\text{пр}}^*$ и, следовательно, относительный расход топлива $q_{т.\text{пр}}$; по значениям $G_{I\text{пр}}$ и $q_{т.\text{пр}}$ – расход топлива $G_{т.\text{пр}}$. Параметры $\pi_{\text{тВД}}^*$, $\mu_{с.а} q(\lambda_{с.а\text{ВД}})$, $\eta_{\text{тВД}}^*$, $l_{\text{тВД}}$ и $\pi_{\text{тНД}}^*$, $\mu_{с.а} q(\lambda_{с.а\text{НД}})$, $\eta_{\text{тНД}}^*$, $l_{\text{тНД}}$, характеризующие турбины ВД и НД, в рассматриваемом случае постоянны.

Таким образом, по положению линии совместной работы, т.е. из условия совместной работы узлов, определяются все приведенные и относительные параметры газогенератора и турбоventилиатора, в том числе выходные параметры: степень повышения давления в турбокомпрессоре, т.е. отношение давления за турбиной ventилиатора к давлению на входе в ventилиатор, $\pi_{\text{тк}}^*$ (10.11) и соответствующая степень повышения температуры

$$\frac{T_{т}^*}{T_{в}^*} = \frac{T_{г}^*}{T_{в}^*} (1 - l_{\text{тВД}}) (1 - l_{\text{тНД}}). \quad (11.10)$$

Из проведенного анализа можно сделать вывод: перечисленные параметры турбокомпрессора однозначно определяются одним критерием подобия, например отношением температур $T_{г}^/T_{н}^*$ (или приведенной частотой вращения $n_{\text{ВДпр}}$), и не зависят от числа $M_{п}$ (рис. 11.7, а и б). Следует, однако, помнить, что этот вывод справедлив только для условий критического и сверхкритического истечения газа из сопел внутреннего и наружного контуров. При докритическом истечении параметры турбокомпрессора зависят от числа $M_{п}$. Эта зависимость рассматривается в гл. 15.*

Если в исходной расчетной точке газогенератора ТРДД $\pi_{\text{кВД}_0}^* = \pi_{\text{к}_0\text{ТРД}}^*$, $(T_{г}^*/T_{\text{вВД}}^*)_0\text{ТРДД} = (T_{г}^*/T_{н}^*)_0\text{ТРД}$ при одинаковых для двух двигателей КПД и коэффициентах потерь, то обобщенные характеристики (рис. 11.7,а) и, следовательно, рассмотренные закономерности справедливы также для одновального ТРД. Причем параметры $G_{\text{пр}}$, $q_{т.\text{пр}}$, $G_{т.\text{пр}}$, $n_{\text{пр}}$, $T_{г.\text{пр}}^*$ и др. одновального ТРД, приведенные к САУ по $T_{н}^*$ и $p_{н}^*$ на входе в двигатель, в системе многовальных ТРДД и ТРД приведены к САУ по параметрам в сечении вВД и должны быть обозначены соответственно $G_{\text{пр.вВД}}$, $q_{т.\text{пр.вВД}}$, $G_{т.\text{пр.вВД}}$, $n_{\text{ВД пр.вВД}}$ и $T_{г.\text{пр.вВД}}^*$, так как внешние условия для турбокомпрессора ВД характеризуются величинами $T_{\text{вВД}}^*$ и $p_{\text{вВД}}^*$.

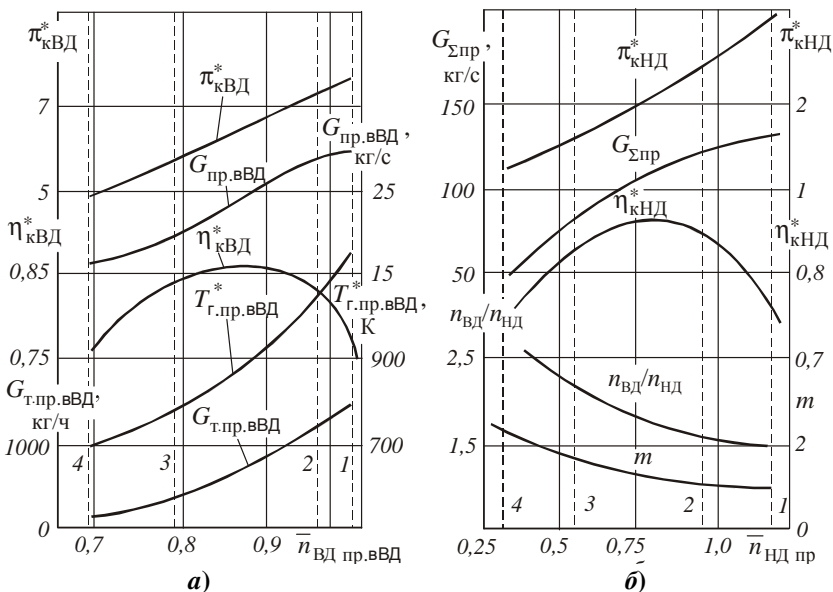


Рис. 11.7. Обобщенные характеристики газогенератора (а) и турбовентилятора (б) двухвального ТРДД

$$(T_{г0}^* = 1340\text{K}; \pi_{к\Sigma 0}^* = 18; m_0 = 1; G_{\Sigma 0} = 128 \text{ кг/с})$$

Сделанный вывод позволяет проследить закономерности изменения положения рабочей точки (на линии совместной работы) и параметров турбокомпрессора при изменении внешних условий (p_n^* , T_n^*). *Положение рабочей точки определяется отношением температур T_g^*/T_n^* и, следовательно, изменяется, во-первых, из-за изменения температуры газа перед турбиной, т.е. режима работы двигателя, и, во-вторых, вследствие изменения полной температуры воздушного потока на входе в двигатель, т.е. под воздействием внешних условий.* Например, смещение рабочей точки на линии совместной работы влево вниз, соответствующее уменьшению π_k и приведенного расхода воздуха через двигатель, может быть вызвано либо снижением T_g^* , либо увеличением T_n^* .

Поэтому при $T_g^ = \text{const}$ (таким условием задается обычно режим работы двигателя) все приведенные параметры турбокомпрессора зависят только от температуры T_n^* . Следовательно, физические параметры, в формулу приведения которых не входит давление p_n^* (например, частота вращения ротора или температура газа T_i^*), также однозначно определяются этой температурой:*

$$n = n_{\text{пр}} \sqrt{T_{\text{н}}^* / 288} = f(T_{\text{н}}^*) \quad \text{при} \quad T_{\text{г}}^* = \text{const.}$$

Что касается расхода воздуха через двигатель и расхода топлива через камеру сгорания, в формулы приведения которых входит $p_{\text{н}}^*$ (на подобных режимах они изменяются пропорционально $p_{\text{н}}^*$), то отношение этих расходов к $p_{\text{н}}^*$ также является однозначной функцией температуры $T_{\text{н}}^*$.

Например,

$$G_{\text{т}} / p_{\text{н}}^* \frac{G_{\text{т. пр}}}{101325 \cdot 25} \sqrt{\frac{T_{\text{н}}^*}{288}} = f(T_{\text{н}}^*) \quad \text{при} \quad T_{\text{г}}^* = \text{const.}$$

На основании обобщенных характеристик легко проследить закономерности изменения параметров турбокомпрессора при любых других условиях, например при $n = \text{const}$ или $p_{\text{к}}^* = \text{const}$. В первом случае они не отличаются от закономерностей, полученных при $T_{\text{г}}^* = \text{const}$, а во втором – получают принципиально другими.

Более полно эти вопросы будут изложены при анализе высотно-скоростных характеристик двигателя (гл. 12 и далее).

11.3.2. Анализ зависимости приведенных и относительных параметров двигателя от критериев подобия

С увеличением приведенной частоты вращения ротора $n_{\text{ВД пр}}$ степень повышения давления компрессора и расход воздуха через двигатель возрастают благодаря увеличению степени подогрева газа в камере сгорания. Это приводит к увеличению степени повышения давления $\pi_{\text{тк}}^*$ и температуры $T_{\text{т}}^* / T_{\text{н}}^*$ в турбокомпрессоре, а следовательно, к росту скорости истечения газа из сопла внутреннего контура $c_{\text{с1 пр}}$ и удельной тяги $P_{\text{уд.1 пр}}$. Аналогично изменяются параметры наружного контура. В результате полная тяга значительно возрастает (на 3...4% при увеличении частоты $n_{\text{ВД пр}}$ на 1%) вследствие увеличения удельной тяги и расхода воздуха.

Удельный расход топлива по частоте вращения ротора изменяется аналогично его изменению по температуре газа перед турбиной (см. гл. 7): на низких и средних режимах он снижается с увеличением частоты вращения ротора, что объясняется в основном ростом $\pi_{\text{к}}^*$ и, соответственно, увеличением эффективного КПД двигателя; на высоких режимах удельный расход топлива растет с увеличением n , что объясняется преобладающим влиянием роста $T_{\text{г}}^*$ и, соответственно, снижением полетного КПД (при $V_{\text{п}} > 0$).

На изменение большинства параметров существенное влияние оказывает характеристика компрессора. На обобщенных характеристиках

прослеживаются три зоны: 1–2 – высоких режимов; 2–3 – средних режимов;

3–4 – низких режимов (см. рис. 11.7, а, б и 11.8).

Зона высоких режимов (1–2) характеризуется резким снижением КПД компрессора с увеличением приведенной частоты вращения ротора и незначительным приростом приведенного расхода воздуха. Объясняется это тем, что скорость потока на входе в компрессор, увеличиваясь, достигает критического значения. Появляются волновые потери. При дальнейшем увеличении частоты вращения расход воздуха не увеличивается, происходит "запирание" на входе в компрессор.

Средняя зона (2–3) характеризуется незначительным изменением КПД компрессора, КПД других узлов сохраняются в этой зоне примерно постоянными.

В зоне низких режимов (3–4) при уменьшении $n_{пр}$ наблюдается снижение КПД компрессора и турбины, что объясняется отклонением углов атаки при обтекании лопаточных венцов от их оптимальных величин вследствие значительного снижения π_k^* и π_t^* на этих режимах.

Таким образом, при отклонении и вправо, и влево от средней зоны снижается эффективность работы компрессора, а при малой приведенной частоте вращения ротора – также эффективность работы других узлов, что приводит к еще большему повышению удельного расхода топлива на низких и высоких режимах и оказывает влияние на функцию $T_r^*/T_n^* = f(n_{ВДпр})$, особенно на режимах докритического истечения газа из сопла, которые анализируются в гл. 15.

С повышением числа M_{II} при $n_{пр} = \text{const}$ увеличивается степень повышения давления в воздухозаборнике $\pi_V \sigma_{вх}$, пропорционально растет степень понижения давления в канале сопла (например, для внутреннего контура $\pi_{с1р} = \pi_V \sigma_{вх} \pi_{тк}^*$), соответственно увеличивается скорость истечения $c_{с.пр}$. Однако скорость истечения увеличивается меньше, чем

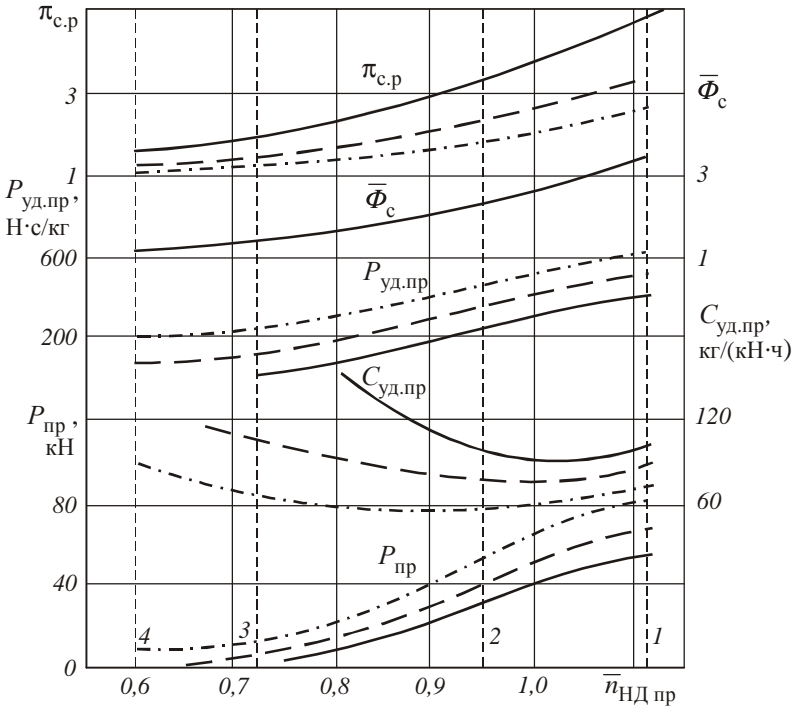


Рис. 11.8. Обобщенные характеристики ТРДдем (удельные параметры и тяга):

⊙⊙⊙ — $M_{II} = 1$; --- — $M_{II} = 0,5$; - · - · - — $M_{II} = 0$

скорость полета. В результате удельная тяга $P_{уд.пр}$ снижается (см. рис. 11.8), что приводит к пропорциональному снижению полной тяги $P_{пр}$ (так как приведенный расход воздуха сохраняется постоянным) и обратно пропорциональному увеличению удельного расхода топлива $C_{уд.пр}$ (так как относительный расход топлива $q_{т.пр}$ сохраняется постоянным).

Итак, при $n_{ВД пр} = \text{const}$ изменение числа M_{II} не нарушает подобия режимов работы турбокомпрессора, но приводит к изменению π_V и $\pi_{с.р}$, характеризующих режим работы воздухозаборника, сопла, а следовательно, двигателя в целом. Поэтому если при сверхкритическом истечении газа из сопла приведенная частота вращения ротора сохраняется неизменной, а число M_{II} изменяется, то такие режимы называются **режимами частичного подобия**. На режимах частичного подобия для приведения параметров турбокомпрессора к САУ можно применять формулы приведения. Однако они неприемлемы для приведения параметров воздухозаборника и сопла, а также тяги и удельного расхода топлива.

При построении обобщенных характеристик ТРД (или ТРДД_{см}) с суживающимся соплом целесообразно вместо $P_{пр}$ ввести параметр Φ_c – отношение полного выходного импульса газового потока

$$\Phi_c = G_{эс} c_{с.кр} + F_{с.кр} p_c = p_c^* F_{с.кр} f(\lambda_{с.кр})$$

к произведению $p_V^* F_{с.кр}$:

$$\bar{\Phi}_c = \frac{\Phi_c}{p_V^* F_{с.кр}} = \pi_{тк}^* \sigma_{сф} f(\lambda_{с.кр}).$$

На режимах сверхкритического истечения газа величина $\bar{\Phi}_c$ определяется приведенной частотой $n_{пр}$ (см. рис. 11.8). В этом случае тяга двигателя рассчитывается по формуле

$$P = \bar{\Phi}_c p_V^* F_{с.кр} - G_{\Sigma} V_{II} - F_{с.кр} p_H.$$

Зависимости $\bar{\Phi}_c$, $G_{т.пр}$ и $G_{\Sigma пр}$ от $n_{пр}$ однозначно определяют тягу и удельный расход топлива в любых условиях эксплуатации, что освобождает от необходимости строить сетку кривых $P_{пр} = f(n_{пр}, M_{II})$ и $C_{уд.пр} = f(n_{пр}, M_{II})$ и заметно упрощает обобщенные характеристики.

* * *

По обобщенным характеристикам легко определить тягу, удельный расход топлива, давление, температуру рабочего тела в характерных сечениях двигателя и другие параметры, необходимые для оценки летательного аппарата в различных условиях эксплуатации. Для этого нужно найти положение рабочей точки на характеристике компрессора (на обобщенных характеристиках), соответствующее заданному режиму работы и заданным внешним условиям, определить необходимые приведенные параметры, а затем от них по формулам приведения перейти к физическим параметрам.

Обобщенные характеристики содержат большой объем информации, представленный компактно. В этом их преимущество. Кроме того, применение таких характеристик целесообразно при выборе закона и программ регулирования двигателя: задаваясь различными

законами регулирования, с помощью указанных характеристик легко проанализировать и положение рабочих точек на характеристиках компрессора, и параметры двигателя в любых условиях эксплуатации.

Однако основные данные и другие параметры двигателя рассчитываются по описанным здесь обобщенным характеристикам с определенной погрешностью, обусловленной принятыми допущениями при выводе формул приведения. Эта погрешность возрастает с увеличением диапазона изменения полных параметров на входе в двигатель T_n^* и p_n^* (главным образом числа M_n), что является основным недостатком рассматриваемых характеристик.

11.3.3. Особенности обобщенных характеристик двухвальных ТРД(Д)

Характерной особенностью двухконтурного двигателя является существенно неодинаковое изменение параметров рабочего тела на выходе из наружного и внутреннего контуров при изменении режима, что свидетельствует о перераспределении энергии между контурами. Выразим отношение давлений и температур на выходе из контуров через параметры рабочего процесса (различием потерь полного давления в наружном и внутреннем контурах здесь пренебрегаем):

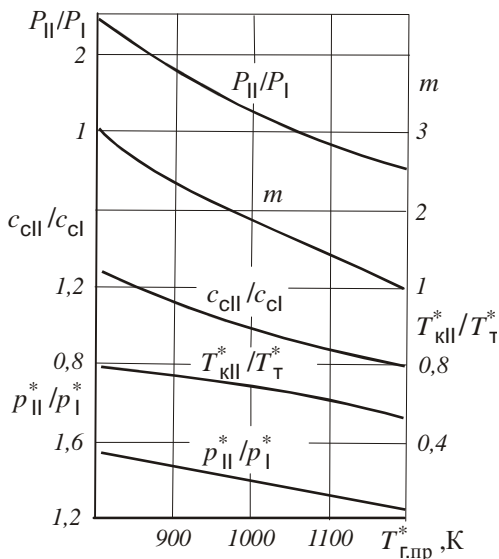
$$r = \frac{p_{II}^*}{p_I^*} = \frac{\pi_{T\Sigma}^*}{\pi_{кВД}^*}; \quad (11.11)$$

$$\frac{T_{кII}^*}{T_T^*} = \frac{1}{(1 - l_{T\Sigma}) T_G^* / T_{вВД}^*}. \quad (11.12)$$

При уменьшении $T_{г.пр}^*$ степень повышения давления $\pi_{кВД}^*$ и отношение температур $T_G^* / T_{вВД}^*$ значительно снижаются вследствие уменьшения степени подогрева газа в камере сгорания, что приводит к увеличению отношения давлений (11.11) и температур (11.12). В результате увеличивается отношение скоростей истечения из сопел $c_{сII} / c_{сI}$ и, следовательно, отношение удельных тяг $P_{удII} / P_{удI}$. Еще значительно увеличивается отношение тяги наружного контура к тяге внутреннего контура, чему способствует одновременное увеличение степени двухконтурности (рис. 11.10). При пониженных значениях $T_{г.пр}^*$ отношение $c_{сII} / c_{сI}$ становится больше единицы, что свидетельствует о неоптимальном перераспределении энергии между контурами (оптимальное отношение скоростей, как показано в гл. 6, равно КПД наружного контура и всегда меньше единицы) и приводит к снижению экономичности ТРДД. В результате на этих режимах преимущество ТРДД по удельному расходу топлива (по сравнению с ТРД) уменьшается, особенно на двигателях с большой степенью двухконтурности.

Рис. 11.10. Изменение величин, характеризующих перераспределение энергии между контурами ТРДД

($T_{\Gamma 0}^* = 1200\text{K}$, $\pi_{\kappa \Sigma 0}^* = 12$;
 $m_0 = 1$, $\pi_{\kappa \text{НД} 0}^* = 2,4$; $M_{\Pi} = 0$)



11.4. ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА НА СОВМЕСТНУЮ РАБОТУ УЗЛОВ И НА ОБОБЩЕННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Параметры рабочего процесса оказывают определяющее влияние на удельные параметры двигателя (см. гл. 7 и 9). Кроме того, изменение этих параметров влияет на совместную работу узлов и на обобщенные характеристики. В этом разделе показано влияние параметров процесса на запасы устойчивой работы компрессора газогенератора и на обобщенные характеристики одновального ТРД. Закономерности влияния этих параметров на совместную работу узлов и характеристики ТРДД заметно сложнее и здесь не рассматриваются. Они изложены, например, в работах [11, 14], краткие выводы из которых приведены в конце раздела.

Влияние $\pi_{\kappa \text{ВД} 0}^*$ на запасы устойчивой работы компрессора газогенератора. (Напомним, что индексом "0" обозначены параметры максимального режима в САУ на уровне моря при $M_{\Pi} = 0$, которые в рассматриваемом случае характеризуют расчетную степень повышения давления компрессора.) С повышением $\pi_{\kappa \text{ВД} 0}^*$ увеличивается, **во-первых**, угол наклона границы неустойчивой работы, что объясняется рассогласованием в работе группы первых и последних ступеней

компрессора при отклонении режима его работы от расчетного. Дело в том, что потребное отношение площадей сечений на входе в компрессор и на выходе из него $F_{вВД}/F_{к}$, соответствующее оптимальной работе ступеней, зависит от отношения давлений в этих сечениях и при повышении $\pi_{кВД}^*$ соответственно увеличивается (рис. 11.11). Однако для выполненного нерегулируемого компрессора оно сохраняется постоянным на всех режимах при изменении $\pi_{кВД}^*$ в широком диапазоне. Поэтому если компрессор с высоким $\pi_{кВД}^*$ работает на режимах низких $n_{пр}$ и, следовательно, низких $\pi_{кВД}^*$, то фактическое отношение площадей $F_{вВД}/F_{к}$ становится больше отношения, потребного для оптимальной работы на этих режимах, т.е. площадь на входе $F_{вВД}$ относительно велика, а на выходе – мала. Вследствие этого на указанных режимах осевые скорости на первых ступенях уменьшаются, углы атаки увеличиваются, рабочая точка на характеристике ступени смещается к границе неустойчивых режимов, возможен срыв потока со

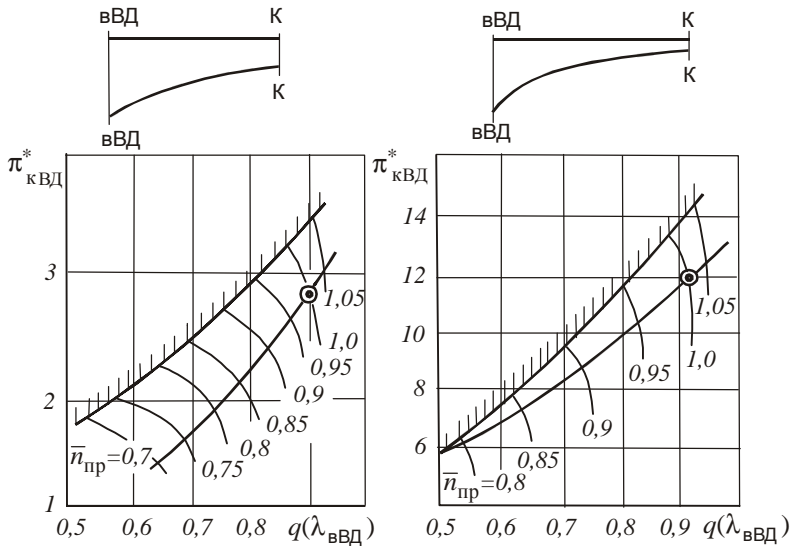


Рис. 11.11. К влиянию $\pi_{кВД}^*$ на протекание границы неустойчивой работы компрессора

спинки. Осевые скорости на последних ступенях, наоборот, увеличиваются, углы атаки становятся отрицательными, ступени переходят на режимы заклинивания и

лимитируют расход воздуха через компрессор. Последние ступени, таким образом, "подталкивают" первые ступени к срыву, и ситуация усугубляется еще больше. Снижение запасов устойчивой работы группы первых ступеней на низких $n_{пр}$ характеризуется более крутым протеканием границы неустойчивой работы компрессора.

Во-вторых, с увеличением $\pi_{квД_0}^*$ угол наклона линии совместной работы уменьшается, что объясняется нелинейным характером функции $l_k = f(\pi_k^*)$, которая входит в уравнение (10.7а). Вследствие нелинейности указанной функции (рис. 11.12) одному и тому же снижению работы l_k соответствует неодинаковое снижение π_k^* при различных $\pi_{к_0}^*$. Например, при уменьшении температуры газа перед турбиной от 1500 до 1000 К и соответствующем снижении работы l_k в 1,5 раза (10.6а) величина π_k^* уменьшается в 1,4; 1,7; 1,9

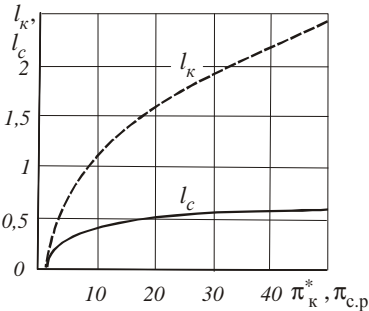


Рис. 11.12. Закономерности протекания функций:

$$l_k = f(\pi_k^*) \text{ для } \eta_k^* = 0,85;$$

$$l_c = \left(1 - 1/\pi_{c.p}^{\frac{k-1}{k}}\right) \varphi_c^2 = f(\pi_{c.p}) \text{ для } \varphi_c = 0,98$$

и в 2,2 раза соответственно при $\pi_{к_0}^* = 3; 6; 12$ и 25. В результате с увеличением $\pi_{к_0}^*$ рабочая точка по линии $T_{г.пр}^* = 1000$ К перемещается влево вниз, а линия совместной работы смещается влево вверх, т.е. угол ее наклона уменьшается (рис. 11.13, а).

Характер рассматриваемой функции зависит также от характера изменения КПД компрессора. Как известно [24, 33], при снижении $n_{пр}$ КПД уменьшается тем значительнее, чем выше $\pi_{квД_0}^*$ (рис. 11.13,б). Уменьшение η_k^* на режимах низких приведенных частот вращения ротора приводит, как следует из уравнения (10.7а), к еще более значительному смещению линии совместной работы на характеристике компрессора влево вверх к границе неустойчивой работы.

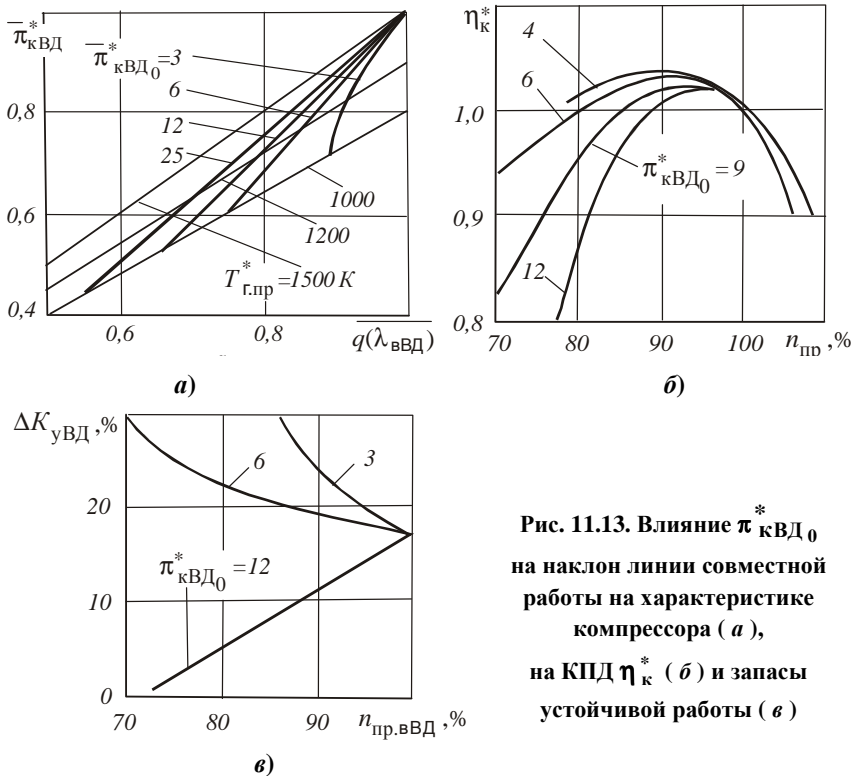


Рис. 11.13. Влияние $\pi_{кВД0}^*$ на наклон линии совместной работы на характеристике компрессора (а), на КПД $\eta_{к}^*$ (б) и запасы устойчивой работы (в)

Таким образом, с увеличением $\pi_{кВД0}^*$ вследствие увеличения угла наклона границы неустойчивых режимов и уменьшения угла наклона линии совместной работы на характеристике компрессора запас устойчивой работы $\Delta K_{у}$ на режимах низких $n_{пр}$ уменьшается. Он уменьшается до нуля при высоких $\pi_{кВД0}^*$ (рис. 11.13,в), и совместная работа узлов на этих режимах становится невозможной.

Проблема обеспечения запасов устойчивой работы решается путем регулирования сопла, соплового аппарата турбины и компрессора (поворот направляющих аппаратов и перепуск воздуха из средних ступеней, гл. 13), создания многокаскадных компрессоров и двухконтурных двигателей.

11.5. ОСОБЕННОСТИ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ УЗЛОВ ТРДДсм

Как известно из газовой динамики, при докритических скоростях и параллельном движении потоков статическое давление в потоках наружного и внутреннего контуров в сечении на входе в камеру смешения (см. рис. 1.5,а) одинаково.

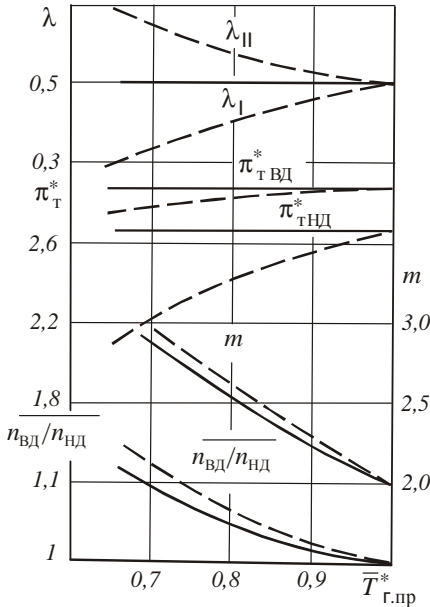


Рис. 11.16. Особенности совместной работы узлов ТРДД со смешением потоков

$$(\pi_{к\Sigma 0}^* = 25; \pi_{кНД 0}^* = 2,5;$$

$$m_0 = 2; \lambda_c \geq 1);$$

⊙ ⊙ ⊙ – без смешения;

--- – со смешением

При снижении $T_{г}^*/T_{н}^*$ отношение давлений r (11.11) увеличивается. Потоки с разными p_{II}^* и p_{I}^* втекают в камеру смешения, статическое давление в которой $p_{ст}$ одинаково для наружного и внутреннего контуров. Следовательно, в рассматриваемом случае отношение давлений $p_{II}^*/p_{ст}$ возрастает, а $p_{I}^*/p_{ст}$ снижается. Соответственно изменяются приведенные скорости: на выходе из наружного контура λ_{II} увеличивается, а на выходе из внутреннего контура λ_{I} уменьшается (рис. 11.16). Полученная закономерность легко прослеживается с помощью формул (11.13) и (11.14).

Таким образом, в отличие от ТРДД без смешения потоков, выход из наружного и внутреннего контуров которого в газодинамическом отношении "заперт" критической скоростью потоков в минимальных сечениях сопел, в двигателе со смешением потоков пропускная способность на

выходе из контуров не сохраняется постоянной даже на режимах сверхкритического истечения газа $\lambda_c \geq 1$. При снижении $T_{г}^*/T_{н}^*$ она увеличивается на выходе из наружного контура и уменьшается на выходе

из внутреннего контура. Эта важная особенность двигателя рассматриваемой схемы предопределяет и другие его особенности.

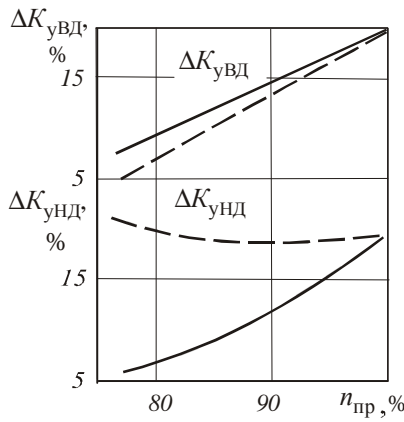


Рис. 11.17. Влияние схемы ТРДД на запасы устойчивой работы компрессоров
(обозначения и параметры цикла см. рис. 11.16)

его значением на двигателе без смешения потоков. Запас устойчивой работы компрессора НД ТРДДсм при снижении приведенной частоты вращения ротора и $\lambda_c \geq 1$, как правило, не уменьшается, и даже может увеличиваться. На двигателях других схем, особенно на двухвальном ТРД, в этом случае запас устойчивой работы обычно снижается.

Схема ТРДДсм наиболее эффективна с точки зрения увеличения $\Delta K_{уНД}$ при низких $n_{пр}$, поскольку это единственный двигатель, у которого при снижении $T_{г.пр}^$ пропускная способность на выходе из наружного контура увеличивается.*

Увеличение пропускной способности сети на выходе из наружного контура ТРДДсм ведет к более значительному, чем на ТРДД, увеличению степени двухконтурности (10.8). А уменьшение пропускной способности сети за турбиной приводит к уменьшению $\pi_{тНД}^*$, $l_{кНД}^*$ и $n_{НД}$, т.е. к увеличению скольжения роторов (см. рис. 11.16). При снижении $T_{г.пр}^*/T_{н}^*$ вследствие более значительного увеличения m и $n_{ВД}/n_{НД}$ угол наклона линии совместной работы на характеристике компрессора НД увеличивается, соответственно повышается запас устойчивости $\Delta K_{уНД}$ (рис. 11.17) по сравнению с

12. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРД(Д) С ОДНИМ УПРАВЛЯЮЩИМ ФАКТОРОМ. МЕТОДЫ ИХ РАСЧЕТА И АНАЛИЗА. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ УПРАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ

12.1. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ УПРАВЛЕНИЯ ГТД

Цели управления: управление двигателем выполняется в общем случае в целях обеспечения максимальной тяги на максимальном режиме, минимального удельного расхода топлива на режимах длительной работы, достаточных запасов устойчивой работы узлов двигателя в различных условиях эксплуатации, минимального времени перехода с одного режима работы на другой, ограничения максимальных значений $T_{г\max}^*$, n_{\max} , $P_{к\max}^*$, т.е. с целью неперевышения максимальной нагрузки на элементы конструкции двигателя и обеспечения его надежной работы.

12.1.1. Эксплуатационные режимы

Авиационный двигатель без форсажной камеры имеет следующие основные эксплуатационные режимы: максимальный (взлетный), максимальный продолжительный (номинальный), крейсерские и режим малого газа.

Максимальный режим применяется для взлета и разгона самолета, а в особых случаях – для получения максимальной скорости и выполнения различных маневров. Это наиболее напряженный режим, и длительная работа на нем значительно снижает ресурс двигателя. Поэтому продолжительность непрерывной работы и общая наработка двигателя на максимальном режиме ограничены.

Максимальный продолжительный (номинальный) режим обычно применяется для набора высоты. Тяга двигателя на этом режиме составляет 85...95 % от максимальной. Время непрерывной работы на нем обычно не ограничивается, ограничивается только общая наработка, которая составляет до 40 % от ресурса.

Крейсерские режимы предназначены для длительной работы двигателя. Изменяя их, обеспечивают потребную тягу в различных условиях в диапазоне 0,4...0,8 от максимальной.

Режим малого газа – минимальный установившийся режим. Он применяется в процессе планирования и пробега самолета после посадки, при прогреве двигателя после запуска, а также во многих других случаях. Тяга двигателя на режиме малого газа должна быть минимальной (0,03...0,07 от P_{\max}).

Двигатель с форсажной камерой имеет, кроме того, несколько форсированных режимов работы: полного, частичного и минимального форсажа.

Полный форсированный режим используется для тех же целей, что и максимальный для двигателя без форсажной камеры. Он применяется, в частности, для преодоления большого внешнего сопротивления на транзвуковых скоростях и достижения максимальных сверхзвуковых скоростей полета.

Продолжительность непрерывной работы и суммарная наработка на этих режимах регламентируются, как и на максимальном режиме.

Эксплуатационный режим характеризует, таким образом, уровень развиваемой тяги и, соответственно, напряженность узлов двигателя. Устанавливаются эксплуатационные режимы путем изменения положения рычага управления двигателем (РУД). При изменении внешних условий и неизменном положении РУД система управления двигателем автоматически сохраняет эксплуатационный режим неизменным. При этом характер работы двигателя, его тяга и другие параметры в общем случае изменяются.

12.1.2. Закон и программа управления

Автоматическое поддержание эксплуатационного режима при изменении внешних условий производится согласно определенному закону. Закон управления выбирается из условия обеспечения наивыгоднейших характеристик двигателя, например максимальной тяги в различных условиях эксплуатации (на максимальном режиме) без превышения механических, тепловых и других нагрузок на узлы двигателя. При этом удельный расход топлива не играет существенной роли, так как работа на максимальном режиме непродолжительна.

Переход с режима на режим производится по определенной программе. На максимальном продолжительном и крейсерских режимах закон и программа управления должны обеспечивать тягу существенно меньше максимальной. Причем на крейсерских режимах важное значение для достижения максимальной эффективности летательного аппарата имеет удельный расход топлива. Поэтому закон и программа управления двигателя на крейсерском режиме в общем случае должны выбираться из условия обеспечения минимального удельного расхода топлива при заданном значении тяги.

Однако тяга и удельный расход топлива в условиях эксплуатации двигателя не замеряются, поэтому они регулируются путем изменения одного или нескольких параметров, определяющих режим работы, которые называются *параметрами регулирования*.

Параметры регулирования изменяются или сохраняются неизменными в различных условиях эксплуатации двигателя за счет изменения

управляющих факторов, т.е. основных средств воздействия на параметры цикла, а следовательно и на работу двигателя в целом. Например, ТРДФ с регулируемым соплом имеет три управляющих фактора: расходы топлива через основную G_T и форсажную $G_{Т.ф}$ камеры сгорания и площадь минимального сечения сопла $F_{с.кр}$. Эти **управляющие факторы называют основными** [24].

Закон изменения параметров регулирования в зависимости от внешних условий (или от других параметров двигателя), выбранный из условия обеспечения наивыгоднейших характеристик на данном режиме при всех условиях эксплуатации, называют законом управления двигателя. Закономерность изменения параметров регулирования по углу установки рычага управления ($\alpha_{руд}$), описывающая переход двигателя с режима на режим, называется программой управления.

Если закон и программа управления известны, то режим задается параметрами регулирования. Во многих случаях на этапе проектных расчетов, когда закон и программа управления еще не выбраны, режим задается такими термодинамическими параметрами рабочего процесса, как температура газа перед турбиной T_T^* и в форсажной камере $T_{ф}^*$ (или коэффициент избытка воздуха), которые называются **параметрами режима**.

Тяга двигателя, с одной стороны, надежность и ресурс работы, с другой, значительно зависят от температуры газа перед турбиной. Поэтому закон управления многих двигателей выбирается из условия сохранения заданного значения T_T^ на определенном режиме.*

Рассмотрим различные способы поддержания заданного значения температуры газа перед турбиной на данном режиме.

12.1.3. Управление ГТД из условия поддержания заданного значения температуры газа перед турбиной

Температуру газа перед турбиной можно регулировать непосредственно или косвенно.

При непосредственном регулировании сигнал замеренного значения температуры сравнивается в регуляторе с сигналом заданного значения, и в случае их отличия изменяется расход топлива (рис. 12.1,а). Расход G_T корректируется в этом случае непосредственно по разности температур.

Системы непосредственного регулирования температуры газа получают в настоящее время все более широкое распространение. Имеются, однако, трудности точного замера температуры газа, обусловленные неравномерностью температурного поля и его

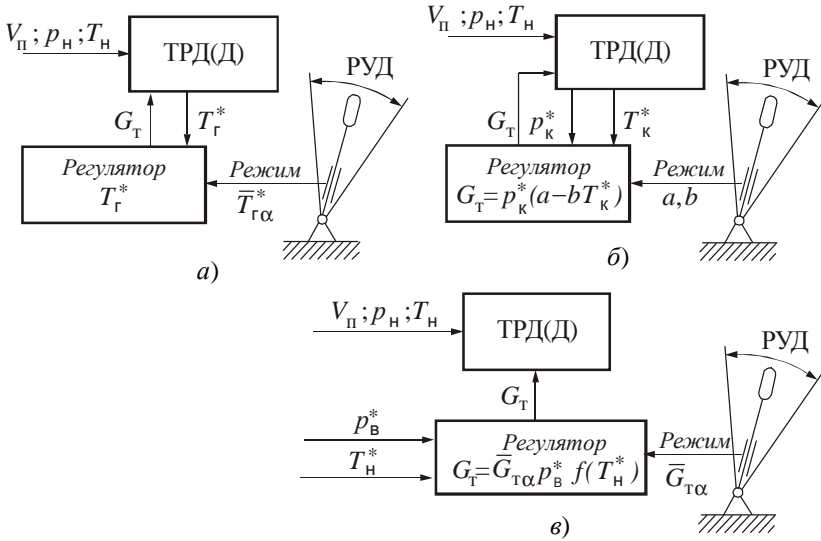


Рис. 12.1. Структурные схемы регулирования температуры T_g^* :

a – непосредственно по замеру T_g^* ; *б* – косвенно, по p_k^* и T_k^* ;

в – косвенно, по p_v^* и T_n^*

возможной нестабильностью в течение ресурса, которые снижают точность поддержания режима.

В системах косвенного регулирования заданное значение температуры T_g^* обеспечивается путем изменения расхода топлива в зависимости от параметров воздушного потока в сечении на выходе из компрессора или на входе в него.

Для случая постоянной температуры газа перед турбиной на данном режиме закон регулирования расхода топлива имеет вид

$$G_T = p_k^* (a - b T_k^*), \quad (12.1)$$

$$G_m = p_k^* (a - b \cdot T_k^*)$$

где постоянные величины

$$a = B \sqrt{T_g^*} \quad \text{и} \quad b = \frac{B}{\sqrt{T_g^*}}$$

$$a = B\sqrt{T_{\Gamma}^*} \quad b = \frac{B}{\sqrt{T_{\Gamma}^*}}$$

характеризуют режим и задаются углом установки РУД. Они определяются обычно из уравнения (12.1) по известным значениям G_{Γ} , p_{κ}^* и T_{κ}^* для двух характерных условий полета. Структурная схема управления двигателя по закону (12.1) показана на рис. 12.1,б.

12.1.4. Управление турбореактивных двигателей по закону $n_{\text{ВД}} = \text{const}$

В системах управления турбореактивных двигателей получили распространение регуляторы частоты вращения ротора. Проанализируем закономерности изменения температуры газа перед турбиной при управлении двухвальных двигателей по законам $n_{\text{ВД}} = \text{const}$ и $n_{\text{НД}} = \text{const}$.

$$L_{\text{ТВД}} \approx L_{\text{кВД}} \rightarrow T_{\Gamma}^* = \frac{L_{\text{кВД}}}{c_p l_{\text{ТВД}} B} = \frac{L_{\text{кВД}}}{\text{const}};$$

$$L_{\text{ТВД}} \approx L_{\text{кВД}} \rightarrow T_{\Gamma}^* = \frac{L_{\text{кВД}}}{c_p l_{\text{ТВД}} B} = \frac{L_{\text{кВД}}}{\text{const}}$$

$$L_{\text{ТНД}} \approx L_{\text{кНД}}(m+1) \rightarrow$$

$$T_{\Gamma}^* = \frac{L_{\text{кНД}}(m+1)}{\text{const}}.$$

$$L_{\text{ТНД}} \approx L_{\text{кНД}}(m+1) \rightarrow T_{\Gamma}^* = \frac{L_{\text{кНД}}(m+1)}{\text{const}}$$

Из этих уравнений следует, что если регулируется $n_{\text{ВД}}$, то температура T_{Γ}^* изменяется так же, как $L_{\text{кВД}}$; если регулируется $n_{\text{НД}}$, то температура T_{Γ}^* на двухвальном ТРД изменяется пропорционально $L_{\text{кНД}}$, а на ТРДД – пропорционально произведению $L_{\text{кНД}}(m+1)$.

С увеличением $T_{\text{Н}}^*$ при

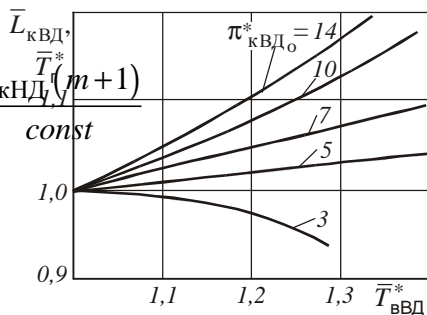


Рис. 12.2. Закономерность изменения работы $L_{\text{кВД}}$ (температуры T_{Γ}^*) при управлении газогенератора ВД по закону $n_{\text{ВД}} = \text{const}$

постоянной частоте вращения ротора приведенная частота уменьшается (11.3а), рабочая точка по линии совместной работы смещается влево вниз, $\pi_{кВД}$ снижается. При $n_{ВД} = \text{const}$ работа компрессора $L_{кВД}$, как известно из курса лопаточных машин [39], сохраняется примерно постоянной, если степень повышения давления в исходной точке $\pi_{кВД0}^* = 4 \dots 6$. Закономерности изменения работы компрессора при других $\pi_{кВД0}^*$ (рис. 12.2) связаны с закономерностями изменения положения линии совместной работы. В разд. 11.4 показано, что с увеличением $\pi_{кВД0}^*$ угол наклона линии совместной работы на характеристике компрессора ВД уменьшается (см. рис. 11.13,а).

При $n_{ВД} = \text{const}$ с увеличением T_n^* работа $L_{кВД}$ ТРД возрастает более значительно, о чем свидетельствует существенно меньший угол наклона линии совместной работы на характеристике этого компрессора (см. рис. 11.1). Еще более значительно по T_n^* изменяется произведение $L_{кВД}(m+1)$, так как при этом увеличивается еще и степень двухконтурности ТРДД.

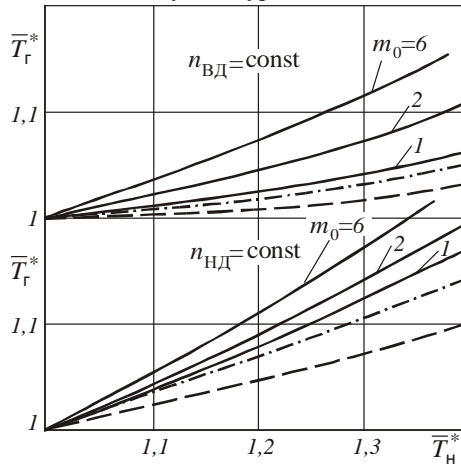


Рис. 12.3. Влияние параметров $\pi_{к\Sigma_0}^*, T_{r_0}^*$ и m_0 на зависимость $T_r^* = f(T_n^*)$ для двигателя, управляемого по закону $n_{ВД} = \text{const}$ или $n_{НД} = \text{const}$:

$$\begin{aligned} \text{---} - T_{r_0}^* = 1600 \text{ К}, \pi_{к\Sigma_0}^* = 25, m_0 = 1; 2; 6; \text{---} - T_{r_0}^* = 1600 \text{ К}, \\ \pi_{к\Sigma_0}^* = 12, m_0 = 2; \text{-} \cdot \text{-} \cdot \text{-} - T_{r_0}^* = 2000 \text{ К}, \pi_{к\Sigma_0}^* = 25, m_0 = 2 \end{aligned}$$

Таким образом, при управлении турбореактивных двигателей по закону $n_{ВД} = \text{const}$ температура газа перед турбиной сохраняется примерно

постоянной, если $\pi_{кВД_0}^*$ незначительно отличается от $\pi_{кВД_0}^* = 4...6$, а изменение T_n^* соответствует дозвуковым скоростям полета. При изменении T_n^* в широких пределах и $\pi_{кВД_0}^* \neq 4...6$ температура T_g^* существенно непостоянна. (Сделанный вывод относится как к двухвальным ТРДД и ТРД, так и к одновальному двигателю.) При управлении двигателя по закону $n_{НД} = const$ температура T_g^* увеличивается с повышением T_n^* вследствие увеличения работы компрессора НД ТРД (см. разд. 11.1.2), а на ТРДД – еще и вследствие увеличения степени двухконтурности.

12.2. МЕТОДЫ РАСЧЕТА И АНАЛИЗА ХАРАКТЕРИСТИК ГТД

Методы расчета характеристик представляют интерес потому, что разработанная в них последовательность – это универсальный подход к анализу зависимости параметров выполненного двигателя от высоты и скорости полета, температуры и давления наружного воздуха, от режима работы двигателя, а также от других факторов (такой анализ приведен в разд. 12.3). Овладение методами анализа характеристик выполненного двигателя, как и методами анализа параметров вновь проектируемого двигателя (гл. 8), – ключ к пониманию и усвоению теории ГТД. Поэтому изложение материала в разд. 12.2 подчинено задаче научиться самостоятельно составлять методику расчета (и, следовательно, анализа) характеристик двигателей различных типов и схем (эта задача решается в рамках курсовой работы, см. прил. 6).

12.2.1. Общие сведения. Задание на расчет характеристик

Заданными для расчета характеристик являются:

внешние условия – атмосферные (температура T_n и давление p_n наружного воздуха) и полетные (высота H и скорость V_n полета);

режим работы, который задается числом параметров режима, равным числу управляющих факторов (будем полагать в дальнейшем, что для двигателя с одним управляющим фактором он задается температурой газа перед турбиной);

площади характерных проходных сечений проточной части – минимальные сечения первых сопловых аппаратов различных каскадов турбин $F_{с.а}$, минимальные сечения сопел $F_{с.кр}$ и площади входа в различные каскады компрессора F_v ;

характеристики узлов воздухозаборника, компрессора, камеры сгорания, турбины и сопла (в

простейшем случае характеристики узлов могут быть заданы постоянными значениями КПД и коэффициентов потерь).

Методы расчета характеристик двигателя имеют много общего с методом проектного термогазодинамического расчета (гл. 8) и основываются на нем. Однако между этими методами имеются и существенные различия, обусловленные тем, что расчет характеристик проводится для **выполненного двигателя**, т.е. для двигателя с заданными площадями характерных сечений, а проектный термогазодинамический расчет – для вновь **проектируемого двигателя**, площади характерных сечений которого неизвестны.

При проектном термогазодинамическом расчете, кроме расхода воздуха (1 кг), задаются параметры рабочего процесса (для ТРДД – $\pi_{к\Sigma}^*$, T_r^* , m и $\pi_{к11}^*$), КПД узлов и коэффициенты потерь, которые могут изменяться в определенных пределах. Перечисленные параметры являются **независимыми переменными**. При расчете характеристик в качестве независимого переменного (исключая внешние условия) можно принять только один параметр, характеризующий режим (для двигателя с одним управляющим фактором), так как у выполненного двигателя режимом работы однозначно определяются все остальные параметры. Следовательно, параметры рабочего процесса, расход воздуха, КПД узлов и коэффициенты потерь являются **зависимыми переменными**.

Методы расчета характеристик отличаются друг от друга прежде всего допущениями, которые связаны с различной точностью учета потерь в узлах, – это приближенные (разд. 12.2.2) и более точные (разд. 12.2.4) методы. Неодинакова и последовательность расчета параметров в сечениях проточной части двигателя, что объясняется различным подходом к решению основных уравнений (приближенный расчет изложен далее в двух вариантах, которые различаются последовательностью).

12.2.2. Приближенный метод расчета характеристик одновального ТРД

Для расчета заданы: внешние условия (T_n , p_n , H и V_n), режим работы (T_r^*), площади сечений ($F_{с.а}$, $F_{с.кр}$), КПД и коэффициенты потерь ($\sigma_{вх}$, η_k^* , η_r , $\sigma_{кс}$, η_t^* , φ_c , η_m , $\bar{G}_{охл.т}$).

Рассмотрим два варианта приближенного расчета, различающихся последовательностью. В первом варианте она совпадает с последовательностью течения рабочего тела через сечения проточной части двигателя. Расчет по второму варианту начинается с параметров турбины.

Первый вариант. *Параметры воздухозаборника, компрессора, камеры сгорания, турбины и сопла определяются, как и в проектном термогазодинамическом расчете (см. разд. 8.2.2).*

Разница состоит только в том, что при определении параметров компрессора L_k и T_k^* степень повышения давления π_k^* не задана. Поэтому в первом приближении следует задаться величиной π_k^* и определить L_k и T_k^* . Не задан также расход воздуха через двигатель, поэтому расход газа через турбину, соответствующий принятому значению $\pi_k^*(p_r^*)$, определяется по формуле (1.5) при заданном значении площади $F_{c.a}$ и критическом течении газа в минимальном сечении соплового аппарата. Тогда $G_B = G_r/v_r$.

После расчета параметров сопла следует определить площадь минимального сечения $F_{c.кр}$ из формулы (1.5), имея в виду, что расход газа через сопло $G_c = G_B(1 + q_T)$. Полученное значение $F_{c.кр}$ должно совпадать с заданным значением $F_{c.кр.исх}$. Если $F_{c.кр} \neq F_{c.кр.исх}$, то принятое значение π_k^* не удовлетворяет условию совместной работы узлов. Тогда расчет необходимо повторить, задаваясь другим значением π_k^* (повышение π_k^* ведет обычно к уменьшению площади $F_{c.кр}$).

Второй вариант. Предлагаемый метод позволяет уменьшить число последовательных приближений, а на режимах сверхкритического истечения из сопла практически исключить их. В этом варианте следует задаваться не степенью повышения давления в компрессоре, а степенью понижения давления в турбине π_T^* , которая изменяется в более узких пределах, а на режимах $\lambda_c \geq 1$ остается постоянной.

Кроме того, предлагаемый вариант расчета представляет наибольший интерес как метод термогазодинамического анализа характеристик двигателя (см. разд. 12.3).

Расчет начинается с определения параметров турбины. Затем последовательно рассчитываются параметры воздухозаборника, компрессора, камеры сгорания и сопла. Причем параметры воздухозаборника, камеры сгорания и сопла, а также удельные параметры двигателя рассчитываются так же, как и в проектном термогазодинамическом расчете. Поэтому далее рассмотрим только особенности расчета параметров турбины и компрессора.

Турбина. Зададимся степенью понижения давления в турбине. В первом приближении целесообразно принять $\pi_T^* = \pi_{T.исх}^*$. Удельная работа турбины L_T и температура T_T^* рассчитываются соответственно по формулам (8.6) и (8.7).

Компрессор. Из уравнения баланса мощности (8.2) определяется удельная работа компрессора, а не турбины, как в первом варианте расчета.

Степень повышения давления π_k^* вычисляется из формулы для работы компрессора (8.4). Температура за компрессором рассчитывается по формуле (8.5), а расход газа через турбину – по (1.5).

После расчета параметров сопла определяется, как и в первом варианте, площадь его минимального сечения по формуле (1.5) и проверяется условие $F_{с.кр} = F_{с.кр.исх}$. Если $F_{с.кр} \neq F_{с.кр.исх}$, то расчет повторяется при других значениях π_t^* (повышение π_t^* ведет обычно к уменьшению $F_{с.кр}$).

После подбора степени понижения давления π_t^* , удовлетворяющей условию совместной работы узлов, определяются удельные параметры двигателя, расход топлива и тяга.

12.2.3. Особенности методов расчета характеристик ТРД(Д) различных схем

В разд. 8.3 показано, что в схеме ТРДД (см. рис. 8.3) обобщено 15 схем турбореактивных двигателей без форсажных камер. Расчет характеристик двигателей этих схем можно выполнять в одинаковой последовательности, которая диктуется следующими соображениями.

Степень понижения давления в турбине ВД многовальных двигателей сохраняется постоянной не только на сверхкритических режимах, но и в большом диапазоне докритических режимов истечения газа из сопла (разд. 10.2). Поэтому расчет характеристик этих двигателей целесообразно начинать с определения параметров турбины, задавшись величиной T_g^* , как характеризующей режим работы, и приняв $\pi_{тВД}^* = \pi_{тВД.исх}^*$. Степень понижения давления в турбине НД также постоянна, $\pi_{тНД}^* = \pi_{тНД.исх}^*$ при $\lambda_{cl} \geq 1$, а при $\lambda_{cl} < 1$ ее необходимо подобрать из условия обеспечения неразрывности потока на выходе из сопла внутреннего контура $F_{с.кр I} = F_{с.кр I.исх}$. Из условия $F_{с.кр II} = F_{с.кр II.исх}$ нужно подобрать степень двухконтурности. Тогда степени повышения давления в компрессорах можно определить на основании уравнений баланса мощности, а расход воздуха через внутренний контур – по уравнению расхода (1.5) для минимального сечения первого соплового аппарата турбины.

Учитывая изложенное, характеристики, например двухвального ТРДД с подпорными ступенями и без смещения потоков, целесообразно рассчитывать в такой последовательности:

1. Принимаем T_g^* и $\pi_{тВД}^* = \pi_{тВД.исх}^*$, определяем работу $L_{тВД}$ и температуру $T_{гНД}^*$.
2. В первом приближении задаемся $\pi_{тНД}^* = \pi_{тНД.исх}^*$ и вычисляем $L_{тНД}$ и T_t^* .
3. Задав степень двухконтурности из уравнения (8.8а) определяем

работу компрессора НД, по которой находим степень повышения давления $\pi_{кНД}^*$ и температуру $T_{кНД}^*$.

4. Аналогично рассчитываем параметры компрессора ВД $L_{кВД}$ (8.2), $\pi_{кВД}^*$ и $T_{к}^*$.

5. Вычисляем давление перед турбиной $p_{г}^*$, расход воздуха через внутренний $G_{в|}$ и, следовательно, наружный $G_{в||}$ контуры.

6. Определяем параметры сопла наружного контура, включая площадь минимального сечения, и из условия $F_{с.кр||} = F_{с.кр||исх}$ подбираем степень двухконтурности. При этом повторяем расчет, начиная с п. 3.

7. Аналогично определяем параметры сопла внутреннего контура, площадь $F_{с.кр|}$ и из условия $F_{с.кр|} = F_{с.кр|исх}$ подбираем $\pi_{тНД}^*$. При этом расчет, начиная с п. 2, повторяем.

8. Далее вычисляем удельные параметры двигателя и тягу.

Подчеркнем, что параметры воздухозаборника, камеры сгорания и сопла, а также удельные параметры двигателя определяются так же, как и в проектном термогазодинамическом расчете (разд. 8.3.1).

12.3. АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРД(Д)

Характеристики двигателя – это зависимости основных данных, удельных параметров, температуры и давления газа в различных сечениях проточной части и других параметров двигателя от режима его работы или от внешних – атмосферных (p_n, T_n) и полетных (H, V_n) – условий. Они разделяются соответственно на дроссельные и внешние. Внешние характеристики подразделяются на климатические, высотные и скоростные – это зависимости перечисленных параметров соответственно от давления и температуры наружного воздуха, от высоты и скорости полета при работе двигателя на постоянном режиме.

Зависимость параметров двигателя от различных факторов целесообразно анализировать двумя методами:

А – на основании анализа обобщенных характеристик (назовем его А-методом);

Б – путем термогазодинамического анализа изменения параметров в характерных сечениях проточной части в последовательности, принятой для второго варианта расчета характеристик (см. разд. 12.2), т.е. начиная с параметров турбины (назовем его Б-методом).

Анализ характеристик двигателя недостаточно выполнить одним методом, так как это обычно не позволяет получить однозначный вывод об изменении удельных параметров и основных данных двигателя. Кроме того, нужно стремиться подтвердить полученный вывод другим методом анализа,

поскольку совпадение результатов, полученных различными методами, является критерием правильности проведенного анализа.

Для А-метода характерна такая последовательность анализа: параметры режима → критерии подобия → положение рабочей точки на характеристике компрессора → приведенные параметры турбокомпрессора → приведенные параметры сопла и двигателя в целом → физические параметры.

Для Б-метода характерна другая последовательность: параметры режима → тВД → тНД → ВУ → кНД → кВД → К.С → сопло → удельные параметры двигателя и тяга. При этом предполагается, что истечение газа из сопла – сверхкритическое, т.е. степени понижения давления в турбинах и соответствующие относительные работы сохраняются постоянными: $\pi_{тВД}^* = \text{const}$, $l_{тВД} = \text{const}$, $\pi_{тНД}^* = \text{const}$, $l_{тНД} = \text{const}$, а удельные работы $L_{тВД}$ и $L_{тНД}$ изменяются пропорционально температуре газа T_g^* .

12.3.1. Дроссельные характеристики

Дроссельными характеристиками называют зависимости тяги, удельного расхода топлива, расхода воздуха, температуры и давления рабочего тела в различных сечениях и других параметров двигателя от режима его работы, построенные для неизменных внешних условий. Режим работы двигателя задается расходом топлива, температурой газа перед турбиной, частотой вращения ротора или каким-либо другим параметром. Дроссельные характеристики могут быть построены по любому из них, а также по тяге или углу установки РУД. Во многих случаях дроссельные характеристики строятся по частоте вращения ротора (рис. 12.5).

Проанализируем зависимости параметров двухвального ТРД(Д) от режима Б – методом (начиная с параметров турбины) в целях отработки методики такого анализа.

Проведенный анализ представим в следующем виде:

$$G_T \downarrow \rightarrow T_g^* \downarrow \rightarrow L_{тВД} \downarrow \quad (8.6), \quad T_{тВД}^* \downarrow \rightarrow L_{тНД} \downarrow, \quad T_T^* \downarrow \rightarrow L_{кНД} \downarrow \quad (10.9),$$

$$\pi_{кНД}^* \downarrow \quad (8.4), \quad T_{кНД}^* \downarrow \quad (8.5) \rightarrow L_{кВД} \downarrow, \quad \pi_{кВД}^* \downarrow, \quad T_k^* \downarrow \rightarrow n_{НД} \downarrow, \quad n_{ВД} \downarrow \rightarrow$$

$$p.t. \downarrow, \quad q(\lambda_B) \downarrow \rightarrow p_i^* \downarrow, \quad T_i^* \downarrow \rightarrow G_B \downarrow \rightarrow \pi_{с1p} \downarrow \quad (10.11), \quad \pi_{с1p} \downarrow \quad (10.12),$$

$$c_c \downarrow \quad (3.11) \rightarrow P_{уд} \downarrow, \quad P_I \downarrow, \quad P_{II} \downarrow, \quad P \downarrow.$$

В разд. 7.2 показано, что снижение T_g^* и π_k^* приводит к увеличению полетного КПД $\eta_{п}$ (при $V_{п} > 0$) и к снижению эффективного КПД η_e . Противоположное влияние двух факторов приводит к образованию минимума удельного расхода топлива: преобладающее влияние вначале оказывает первый фактор ($\eta_{п}$), а затем – второй (η_e).

Итак, при снижении режима основные данные и параметры двигателя изменяются весьма существенно (см. рис. 12.5). В диапазоне режимов от максимального до малого газа тяга двигателя уменьшается в 15...30 раз (в результате обеспечивается широкий диапазон потребных тяг). Удельный расход топлива изменяется почти в 2 раза. Расход воздуха уменьшается примерно в 4 раза, а частота вращения ротора – в 1,5...2 раза. В основном рабочем диапазоне режимов (от максимального до 0,7 номинального) частота вращения ротора снижается примерно на 10 % при уменьшении тяги на 40 %.

Дроссельная характеристика, построенная для САУ (см. рис. 12.5), не отличается от обобщенных характеристик. Дроссельные характеристики, построенные для внешних условий, отличных от стандартных, являются частным случаем обобщенных, а анализ закономерности изменения параметров по $n_{ВД пр}$, а также особенности обобщенных характеристик двухвальных ТРДД и ТРД, изложенные в разд. 11.3, относятся и к дроссельным характеристикам этих двигателей. Соотношение между дроссельными и обобщенными характеристиками показано на рис. 12.6.

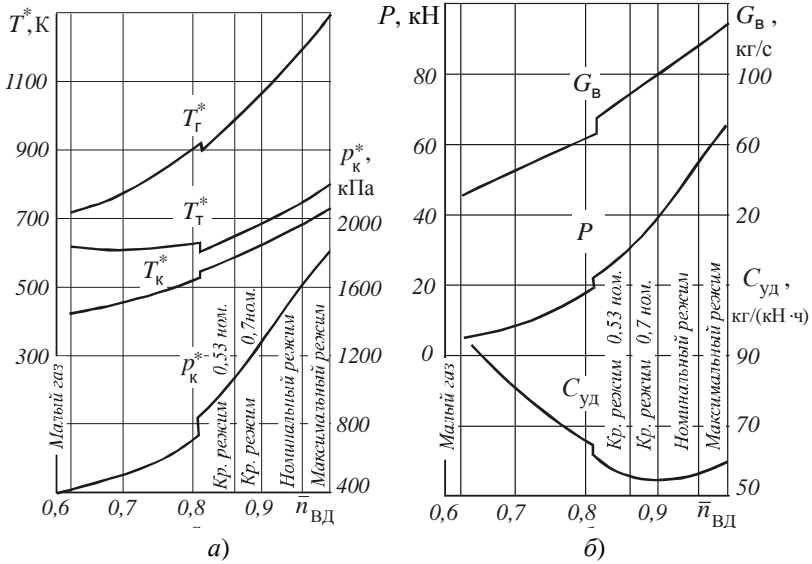


Рис. 12.5. Дроссельные характеристики двухвального ТРДД при $H = 0$, $M_\Pi = 0$, $T_H = 288$ К, $p_H = 101,3$ кПа

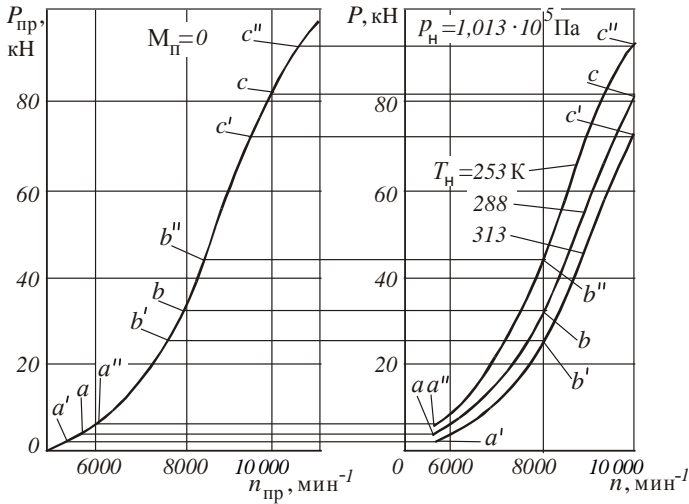


Рис. 12.6. Соотношение между дроссельными и обобщенными характеристиками, $M_\Pi = 0$

12.3.2. Климатические характеристики

Зависимости тяги и других параметров двигателя от давления p_n и температуры T_n наружного воздуха при работе двигателя на постоянном режиме и при $N = \text{const}$, $V_n = \text{const}$ называют **климатическими характеристиками**. Существенное влияние климатические характеристики оказывают на взлетные качества самолета. Поэтому здесь они анализируются для максимального режима работы двигателя при $N = 0$, $M_n = 0$ (при этом $T_n^* = T_n$ и $p_n^* = p_n$). Пусть режим работы задается в первом приближении постоянной частотой вращения ротора $n_{\text{ВД}} = \text{const}$.

Влияние p_n . С изменением давления p_n при $T_n = \text{const}$ приведенная частота вращения ротора $n_{\text{ВД пр}}$ (11.3а) сохраняется постоянной. Поскольку два критерия подобия M_n и $n_{\text{ВД пр}}$ постоянны, то режимы двигателя подобны. Положение рабочих точек на характеристиках всех узлов, степени повышения (понижения) давления и температуры сохраняются неизменными. Так как температура T_n постоянна по условию, то постоянны также температура рабочего тела T_i^* и скорости потока c_i во всех сечениях двигателя. Не изменяются, следовательно, удельная работа узлов и удельные параметры двигателя в целом. Согласно формулам приведения, пропорционально атмосферному давлению изменяются давление рабочего тела во всех сечениях p_i^* , расход воздуха, расход топлива и тяга двигателя.

Влияние T_n . Зависимость параметров двигателя от температуры T_n при $p_n = \text{const}$ проанализируем вначале А-методом (на основании обобщенных характеристик).

Проделанный анализ представим в сокращенном виде:

$$T_n \uparrow \text{ при } n_{\text{ВД}} = \text{const}: n_{\text{ВД пр}} \downarrow \rightarrow \text{р.т.} \downarrow \rightarrow \pi_{\text{кНД}}^* \downarrow, q(\lambda_{\text{в}}) \downarrow, \pi_{\text{кВД}}^* \downarrow, q(\lambda_{\text{вВД}}) \downarrow \rightarrow p_i^* \downarrow, T_{i \text{ пр}}^* \downarrow, G_{\text{в пр}} \downarrow \rightarrow G_{\text{т. пр}} \downarrow, m \uparrow, \pi_{\text{тк}}^* \downarrow, T_{\text{т. пр}}^* \downarrow \rightarrow \pi_{\text{с1р}} \downarrow, \pi_{\text{с11р}} \downarrow, c_{\text{с1 пр}} \downarrow, c_{\text{с11 пр}} \downarrow \rightarrow P_{\text{уд. пр}} \downarrow, P_{\text{пр}} \downarrow \rightarrow G_{\text{в}} \downarrow, P \downarrow.$$

Физический расход воздуха при этом уменьшается более значительно, чем приведенный, а физическая тяга изменяется так же, как и приведенная, что следует из формул (11.4) и (11.6).

Кроме того, проанализируем изменение параметров при увеличении температуры наружного воздуха Б-методом, полагая, что при $n_{\text{ВД}} = \text{const}$ температура газа перед турбиной сохраняется постоянной:

$T_H \uparrow$ при $T_G^* = \text{const} : L_{\text{ТВД}} = \text{const}, T_{\text{ТВД}}^* = \text{const} \rightarrow L_{\text{ТНД}} = \text{const}, T_T^* = \text{const} \rightarrow$
 $L_{\text{кНД}} \downarrow (10.9), \pi_{\text{кНД}}^* \downarrow, T_{\text{кНД}}^* \uparrow \rightarrow L_{\text{кВД}} = \text{const}, \pi_{\text{кВД}}^* \downarrow, T_{\text{к}}^* \uparrow \rightarrow q_T \downarrow \rightarrow \text{p.t.} \downarrow,$
 $q(\lambda_B) \downarrow \rightarrow P_i^* \downarrow \rightarrow \pi_{c1p} \downarrow, \pi_{c1l} \downarrow, c_{c1} \downarrow, c_{c1l} \downarrow \rightarrow P_{\text{уд}l} \downarrow, P_{\text{уд}ll} \downarrow \rightarrow G_{\Sigma} \downarrow \rightarrow$
 $P \downarrow.$

Уменьшение $\pi_{\text{к}}^*$ (в диапазоне достигнутых значений) ведет к увеличению $C_{\text{уд}}$ вследствие снижения эффективного КПД.

Тяга двигателя с увеличением T_H значительно уменьшается, так как снижаются и удельная тяга, и расход воздуха. Например, в диапазоне температур от 233 до 313 К тяга может уменьшиться более чем на 30 % (рис. 12.7). Такое снижение тяги недопустимо, так как оно приводит к снижению тяговооруженности самолета в летних условиях и ухудшает его взлетные качества. Поэтому перед создателями двигателя ставится задача обеспечения заданной максимальной тяги не в стандартных, а в более тяжелых для взлета условиях при $T_H = 303 \text{ К}$ и $p_H = 97,3 \text{ кПа}$.

Двигатель проектируется из условия удовлетворения этому требованию. Тогда применение закона управления $n_{\text{ВД}} = \text{const}$ будет приводить к превышению в зимних условиях максимальной заданной тяги. Увеличатся также давление рабочего тела в проточной части, расход воздуха, топлива и другие параметры. Соответственно повысятся нагрузки на узлы и элементы конструкции: увеличатся растягивающие усилия на оболочках, изгибные напряжения в лопатках компрессора и турбины, осевые усилия на подшипниках и крутящие моменты на валах. Двигатель в зимних условиях будет перегруженным, а следовательно и перетяженным. Поэтому рассматриваемый закон управления применять на максимальном режиме в широком диапазоне температур T_H нецелесообразно.

Чтобы не перегружать двигатель в зимних условиях и уменьшить его массу, максимальную тягу ограничивают, например, путем ограничения максимального давления за компрессором из условия $p_{\text{к}}^* \leq p_{\text{кmax}}^*$. (Если давление за компрессором в данных условиях работы больше $p_{\text{кmax}}^*$, то ограничитель давления подает сигнал на уменьшение расхода топлива, обеспечивая таким образом $p_{\text{к}}^* = p_{\text{кmax}}^*$.) Если в этом случае и $p_H = \text{const}$, то имеем $\pi_{\text{к}\Sigma\text{max}}^* = \text{const}$, т.е. положение рабочей точки на характеристике компрессора не изменяется в зоне ограничения тяги, режимы работы двигателя подобны, а изменение параметров можно определить с помощью формул приведения (штриховые линии на рис. 12.7 при $T_H < 288 \text{ К}$).

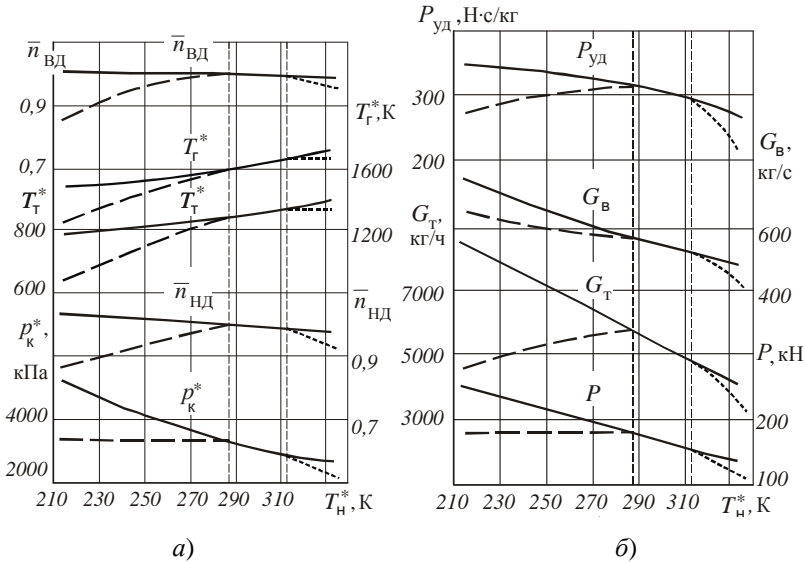


Рис. 12.7. Климатические характеристики двухвального ТРДД на максимальном режиме при $H = 0$, $M_n = 0$, $p_n = 101,3$ кПа:

— $n_{ВД} = \text{const}$; - - - $P_k^* = \text{const}$; - - - - $T_T^* = \text{const}$

В систему управления современных двигателей вводится, как правило, еще и ограничение максимальной температуры перед турбиной. Такое ограничение необходимо, поскольку при постоянной частоте вращения ротора температура T_g^* в общем случае не сохраняется постоянной (см. рис. 12.3). Ограничение может производиться по температуре газа за турбиной, так как она изменяется пропорционально T_g^* . При работе двигателя в зоне ограничения температуры T_g^* увеличение T_n приводит к еще большему снижению тяги двигателя (см. рис. 12.7).

Итак, в рассматриваемом случае максимальный режим задается тремя параметрами: частотой вращения $n_{ВД}$, максимальным давлением $P_{k \max}^*$ и температурой газа за турбиной $T_{T \max}^*$. Такое же изменение всех параметров и тяги в зависимости от температуры наружного воздуха можно обеспечить, выбрав закон управления $n_{ВД(НД)} = f(T_n)$, см. рис. 12.7. Таким образом, даже при изменении T_n в сравнительно узком диапазоне (от 213 до 333 К) неприемлем простой закон управления $n_{ВД} = \text{const}$ или $T_g^* = \text{const}$. Законы

управления современных двигателей, выбранные из условия обеспечения потребной тяги, более сложные. С еще большим основанием это относится к двигателям, предназначенным для сверхзвуковых скоростей полета, которые работают в более широком диапазоне изменения температур T_n^* .

12.3.3. Высотные характеристики

Зависимости тяги, удельного расхода топлива и других параметров от высоты полета при постоянной скорости (или при $M_n = \text{const}$) и при работе двигателя на постоянном режиме называют **высотными характеристиками** (рис. 12.8, а, б). Предположим, что режим задан постоянным значением частоты вращения ротора.

При изменении высоты изменяются давление и температура наружного воздуха. Поэтому влияние высоты на параметры двигателя сводится к совместному влиянию изменения давления и температуры наружного воздуха.

Как отмечалось, удельные параметры не зависят от давления наружного воздуха. С изменением высоты полета удельные параметры изменяются только

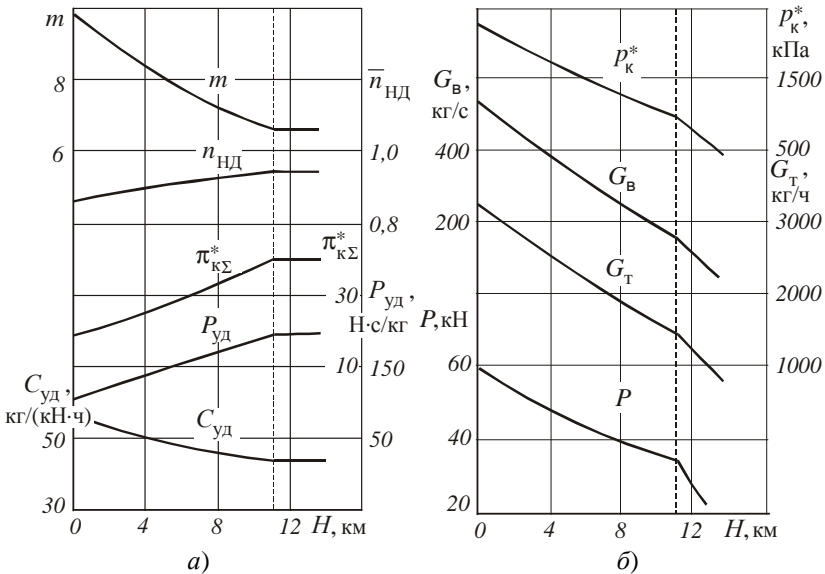


Рис. 12.8. Высотные характеристики двухвального ТРД в САУ при $n_{ВД} = \text{const}$, $M_n = 0,5$

вследствие изменения температуры наружного воздуха. При увеличении высоты от 0 до 11 км температура T_n снижается в стандартных условиях от 288

до 216,5 К, т.е. примерно на 25 %. Это приводит к значительному увеличению удельной тяги (в том числе и вследствие уменьшения степени двухконтурности) и к снижению удельного расхода топлива на 5...15 %.

На расход воздуха через двигатель с увеличением высоты оказывает влияние как изменение температуры, так и изменение давления наружного воздуха: уменьшение T_n приводит к увеличению расхода воздуха, а уменьшение p_n , наоборот, к уменьшению G_B . Снижение давления оказывает решающее влияние на расход воздуха: с увеличением высоты до 11 км он уменьшается в 2,5...3 раза.

Изменение расхода воздуха оказывает основное влияние на тягу и часовой расход топлива, которые в рассматриваемом диапазоне высот уменьшаются примерно в 2 раза.

Таким образом, параметры двигателя, и прежде всего давление рабочего тела в проточной части, расход воздуха, расход топлива и тяга, весьма существенно зависят от высоты полета.

На высотах от 11 до 20 км температура наружного воздуха сохраняется неизменной. На этих высотах удельные параметры двигателя остаются постоянными, а расход воздуха через двигатель, тяга и расход топлива изменяются пропорционально давлению наружного воздуха. Это справедливо для условий, когда изменение давления наружного воздуха и соответственно числа Рейнольдса не приводит к изменению КПД узлов и коэффициентов потерь. (Влияние числа Re на характеристики двигателя рассматривается в гл. 15.)

12.3.4. Скоростные характеристики

*Зависимости тяги, удельного расхода топлива и других параметров от скорости полета (или от числа M_n) при работе двигателя на постоянной высоте и постоянном режиме называются **скоростными характеристиками** (рис. 12.9).*

Проанализируем изменение параметров двухвального ТРДД с увеличением скорости полета при условии, что режим работы задан температурой T_g^* .

А-метод: $V_n \uparrow (T_n^* \uparrow, \pi_V \uparrow, p_B^* \uparrow)$ при $T_g^* = \text{const}$:

$T_{г.пр}^* \downarrow \rightarrow p.t. \downarrow \rightarrow \pi_{кнд}^* \downarrow, q(\lambda_B) \downarrow, \pi_{квд}^* \downarrow, q(\lambda_{ввд}) \downarrow \rightarrow \pi_{тк}^* \downarrow, T_{г.пр}^* \downarrow \rightarrow G_{в.пр} \downarrow \rightarrow m \uparrow, (n_{вд}/n_{нд}) \uparrow.$

Анализировать А-методом изменение параметров сопла и тяги в рассматриваемом случае затруднительно, так как вследствие изменения числа M_{II} связь этих параметров с величиной $T_{г.пр}^*(n_{пр})$ неоднозначна (см. рис. 11.8).

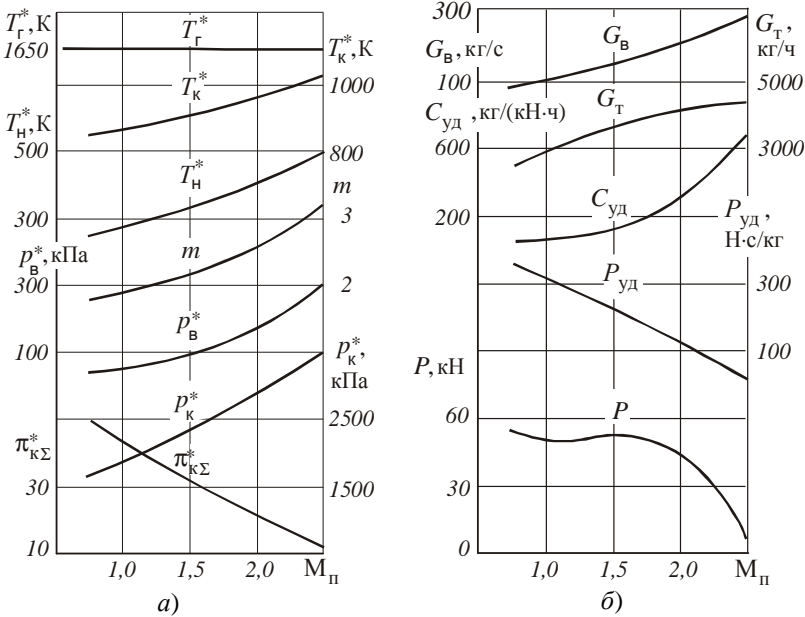


Рис. 12.9. Скоростные характеристики двухвального ТРДД на максимальном режиме в САУ при $T_{г}^* = \text{const}$, $H = 11$ км

Б-метод: $V_{II} \uparrow (T_{Н}^* \uparrow, \pi_{V} \uparrow, p_{В}^* \uparrow)$ при $T_{г}^* = \text{const}$:

$$L_{ТВД} = \text{const}, T_{ТВД}^* = \text{const} \rightarrow L_{ТНД} = \text{const}, T_{Т}^* = \text{const} \rightarrow$$

$$L_{кНД} \downarrow, \pi_{кНД}^* \downarrow, T_{кНД}^* \uparrow \rightarrow L_{кВД} = \text{const}, \pi_{кВД}^* \downarrow, T_{к}^* \uparrow \rightarrow \dots$$

Из проделанного анализа следует, что с увеличением V_{II} параметры, характеризующие работу турбокомпрессора, изменяются так же, как и при увеличении $T_{Н}$ (см. разд. 12.3.2), поскольку в обоих случаях повышается полная температура воздушного потока на входе в двигатель и рабочая точка на характеристике компрессора смещается влево вниз.

Однако в отличие от рассмотренного в разд. 12.3.2 случая, когда увеличивалась только температура T_n^* , с увеличением скорости полета растет степень повышения давления от скоростного напора π_v .

Рост π_v оказывает преобладающее влияние на суммарную степень повышения давления. Соответственно увеличивается давление рабочего тела во всех сечениях проточной части двигателя. Давление перед турбиной p_g^ однозначно определяет расход воздуха через внутренний контур, который, таким образом, изменяется пропорционально суммарной степени повышения давления. Суммарный расход воздуха через двигатель увеличивается еще больше, так как при этом растет и степень двухконтурности.*

Рост π_v оказывает также преобладающее влияние на $\pi_{c|p}$ и $\pi_{c||p}$, которые увеличиваются по V_n . Соответственно увеличиваются $c_{c|}$ и $c_{c||}$. Итак,

$$\rightarrow \pi_\Sigma \uparrow \rightarrow p_i^* \uparrow \rightarrow G_{в1} \uparrow, G_{в\Sigma} \uparrow \rightarrow \pi_{c|p} \uparrow, \pi_{c||p} \uparrow, c_{c|} \uparrow, c_{c||} \uparrow.$$

В разд. 7.4.1 показано, что с увеличением V_n удельная тяга снижается, а удельный расход топлива увеличивается, и объяснены причины такого их изменения. Тяга двигателя имеет сложный характер изменения. Вначале (при увеличении V_n от 0 до 300...500 км/ч) она обычно снижается, затем изменяется незначительно, так как противоположные изменения удельной тяги и расхода воздуха в значительной степени компенсируют друг друга. Далее (главным образом на сверхзвуковых скоростях) она обычно увеличивается из-за преобладающего влияния роста расхода воздуха. Наконец, достигнув максимума (на больших сверхзвуковых скоростях), она снижается до нуля при предельной скорости полета $V_{н.пр}$, так как на этой скорости удельная тяга равна нулю (все подведенное тепло идет на преодоление гидравлических потерь).

Таким образом, параметры двигателя и его основные данные значительно зависят от скорости полета при ее изменении от нуля до предельного значения (см. рис. 12.9).

12.3.5. Влияние степени двухконтурности на характеристики ТРД(Д)

Влияние m_0 на характеристики двигателя можно рассматривать при различных условиях (см. разд. 6.4). На рис. 12.11, а, б оно иллюстрируется соответственно при $G_{в1_0} = \text{const}$ и $P_0 = \text{const}$.

В разд. 7.4 показано, что оптимальная степень двухконтурности m_{opt} и оптимальный коэффициент x_{opt} , характеризующий распределение энергии между контурами, снижаются до нуля при увеличении скорости полета.

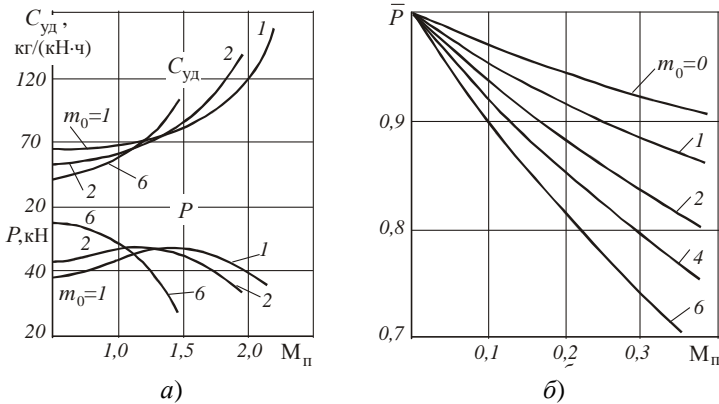


Рис. 12.11. Влияние m_0 на скоростные характеристики ТРДД при $T_{г}^* = \text{const}$:
 $a - H = 11 \text{ км}, G_{в10} = 100 \text{ кг/с}; б - H = 0, P_0 = \text{const}$

Увеличение m_0 на малых скоростях приводит к повышению, а на больших – к

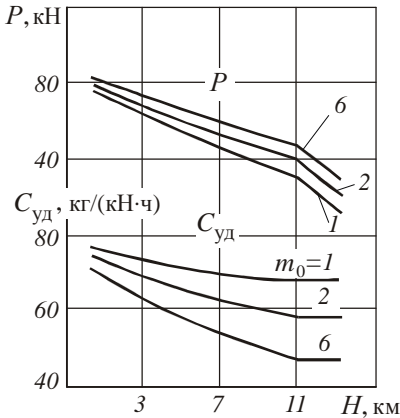


Рис.12.12. Влияние m_0 на высотные характеристики ТРДД при $M_{п} = 0,5, T_{г}^* = \text{const}$

абсолютной тяги. Таким образом, с увеличением m_0 тяговые

снижению экономичности двигателя. Поэтому чем больше m_0 , тем более интенсивно снижается удельная тяга и увеличивается удельный расход топлива с повышением скорости полета. Этот вывод, сделанный в гл. 7 для проектируемого двигателя, относится и к выполненному двигателю. Более того, в рассматриваемом случае это положение усугубляется, так как при увеличении $V_{п}$ (снижении $T_{г.пр}^*$) значения m и x в системе выполненного двигателя не сохраняются постоянными, а увеличиваются (см. рис. 11.10).

С повышением m_0 более резкое падение удельной тяги по скорости полета приводит и к соответствующему изменению

характеристики двигателя по скорости полета ухудшаются, что особенно существенно на взлетном режиме при $P_0 = \text{const}$ (см. рис. 12.11, б). И наоборот, высотные характеристики двигателя улучшаются с повышением m_0 (рис. 12.12).

Влияние закона управления. Влияние закона управления на высотно-скоростные характеристики двигателей с одним управляющим фактором очевидно: если на заданном режиме не обеспечивается $T_r^* = \text{const}$, то снижение T_r^* относительно $T_{r\text{max}}^*$ в определенных условиях полета ведет к снижению тяги.

В разд. 12.1.4 показано, что закономерность изменения температуры $T_r^* = f(T_n^*)$ определяется главным образом законом управления двигателя. При управлении многовального двигателя по закону $n_{\text{ВД}} = \text{const}$ температура T_r^* во многих случаях изменяется незначительно. Поэтому и характеристики такого двигателя, управляемого по закону $n_{\text{ВД}} = \text{const}$ или $T_r^* = \text{const}$, различаются несущественно. Это относится к современным двухвальным ТРД, у которых $\pi_{\text{кВД}0}^* < 5$, а также к ТРДД первого поколения (1960 – 1970 гг.), у которых $\pi_{\text{кВД}0}^* = 5 \dots 6$. До определенной степени это относится также к современным ТРДД с регулируемым компрессором и $\pi_{\text{кВД}0}^* > 6$, хотя у этих двигателей температура T_r^* все же возрастает с увеличением T_n^* .

При управлении многовальных ТРД(Д) по закону $n_{\text{НД}} = \text{const}$ температура T_r^* всегда увеличивается с повышением T_n^* . Поэтому такой закон обеспечивает интенсивный прирост тяги с увеличением скорости полета (это его главная особенность) и получил широкое распространение на ТРД, предназначенных для больших скоростей полета.

Потребное изменение тяги в зависимости от внешних условий можно получить путем соответствующего изменения температуры газа перед турбиной $T_r^* = f(T_n^*; p_n^*)$, которое может быть реализовано при непосредственном или косвенном регулировании T_r^* за счет изменения расхода топлива.

13. КОМБИНИРОВАННЫЕ РЕАКТИВНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Силовые установки летательных аппаратов с автономным стартом, работающие в широком диапазоне скоростей полета, должны обладать известной адаптивностью к режимам полета, т. е. иметь приемлемые массовые показатели и достаточно невысокие удельные расходы топлива на малых высотах и скоростях полета и при полете аппарата с большой скоростью в условиях малой плотности атмосферного воздуха.

Этим требованиям могут удовлетворять, в первую очередь, составные силовые установки, представляющие собой механическую комбинацию устанавливаемых на летательный аппарат двигателей различных типов, каждый из которых обладает удовлетворительными характеристиками в ограниченной области режимов полета. Однако такие силовые установки обладают некоторыми органическими недостатками. При одновременной работе двигателей, образующих составную силовую установку, невозможно обеспечить оптимальные условия работы каждого из них на всех режимах работы. Так, например, при использовании составной силовой установки, состоящей из ТРД и ЖРД, нельзя достичь высокой эффективности двигателей обоих типов в широком диапазоне режимов полета (на умеренных скоростях из-за низкой эффективности ЖРД, а при числах $M_p > 4,0$ — из-за низкой эффективности ТРД). При последовательной работе двигателей, образующих составную силовую установку, ухудшаются ее массовые показатели, так как на различных участках полета вместе с полезным грузом транспортируется неработающий двигатель.

Отмеченных недостатков⁴ составных силовых установок в известной степени лишены так называемые комбинированные двигатели, представляющие собой органическое соединение отдельных агрегатов реактивных двигателей различных типов в одном сложном реактивном двигателе.

13.1. ОСНОВНЫЕ СХЕМЫ И ПРИНЦИПЫ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ КОМБИНИРОВАННЫХ РЕАКТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Комбинированными называются двигатели, представляющие собой органическое сочетание реактивных двигателей (воздушно-реактивных или ракетных) в общей двигательной установке. Можно выделить две основные группы комбинированных двигателей:

1) двигатели комбинированных циклов, органически сочетающие циклы различных исходных двигателей в пределах тракта с обменом энергией между составляющими циклы процессами;

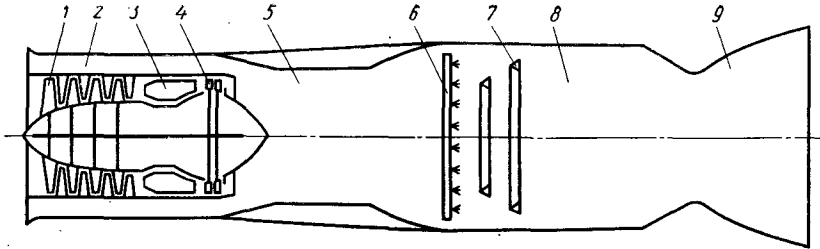


Рис. 13.1. ТРДП эжекционного типа:

**1 - компрессор; 2 - канал; 3 - камера сгорания; 4 - турбина; 5 - камера смешения;
6 - блок форсунок; 7 - стабилизаторы; 8 - затурбинная камера сгорания;
9 - регулируемое сопло**

2) комбинированные двигатели; использующие общие элементы для реализации различных процессов в разных условиях (режимах полета и режимах работы).

Исходными базовыми двигателями для комбинированных РД обеих групп могут служить либо только воздушно-реактивные двигатели, либо только ракетные двигатели, либо воздушно-реактивные и РД. В качестве примеров двигателей первой группы можно назвать турбопрямоточные двигатели эжекторного типа (ТРДП), в которых ТРД используется в качестве эжектора прямоточного ВРД (рис. 13.1). К ним также могут быть отнесены даже обычные ТРДД, в которых свободная энергия контура высокого давления передается вентилятору.

Примером комбинированных двигателей, органически сочетающих свойства ВРД и РД, может служить ракетно-турбинный двигатель (РТД), в котором энергия продуктов сгорания топлива РД передается атмосферному воздуху, сжимаемому в компрессоре и сгорающему затем в смеси с продуктами сгорания РД в общей камере сгорания за турбиной - РТД со смешением потоков (рис. 13.2) или в самостоятельной камере сгорания — РТД без смешения потоков (рис. 13.3). К двигателям этого типа также относятся ракетно-прямоточные двигатели, в которых роль струйного эжектора прямоточного ВРД играет ракетный двигатель, продукты сгорания

которого сжимают атмосферный воздух ПВРД, и смешиваются с этим воздухом (РПД со смешением) или догорают затем в смеси с воздухом в камере (РПД с догоранием) (рис. 13.4). В зависимости от типа ракетного двигателя в РТД или РПД могут использоваться жидкие, твердые и гибридные топлива.

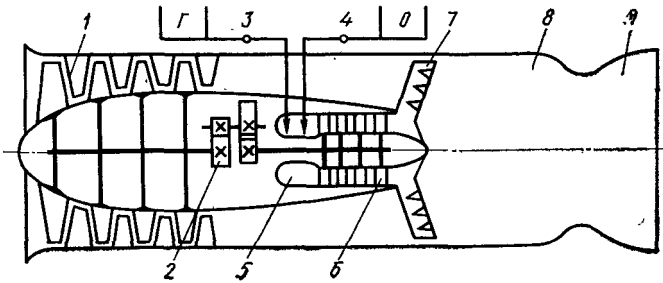


Рис. 13.2. Ракетно-турбинный двигатель со смешением потоков:
 1 - компрессор; 2 - редуктор; 3 - насос горючего; 4 - насос окислителя;
 5 - газогенератор; 6 - турбина; 7 - стабилизаторы;
 8 - камера сгорания; 9 - реактивное сопло

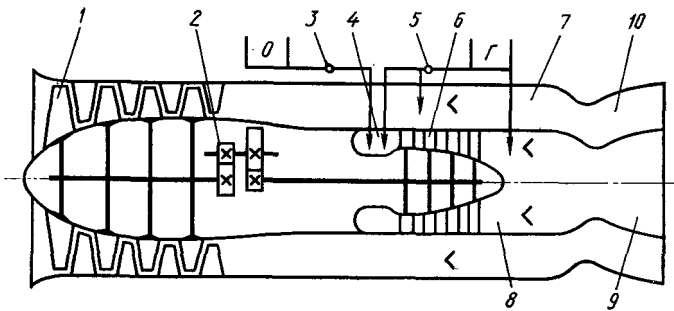


Рис. 13.3. Ракетно-турбинный двигатель с отдельными контурами:
 1 - компрессор; 2 - редуктор; 3 - насос окислителя; 4 - газогенератор;
 5 - насос горючего; 6 - турбина; 7 - камера сгорания воздушного контура;
 8 - камера сгорания ракетного контура; 9 - реактивное сопло ракетного контура;
 10 — реактивное сопло воздушного контура

К двигателям второй группы могут быть отнесены такие, как, например, ракетный двигатель твердого топлива, камера сгорания которого

после выгорания заряда твердого топлива используется в качестве камеры сгорания прямоточного ВРД или, например, безэжекторный турбопрямоточный двигатель (ТРДП), в котором камера сгорания ТРДФ по достижении определенной скорости полета используется в качестве камеры сгорания прямоточного ВРД (при отключении турбокомпрессора или переводе его на режим авторотации).

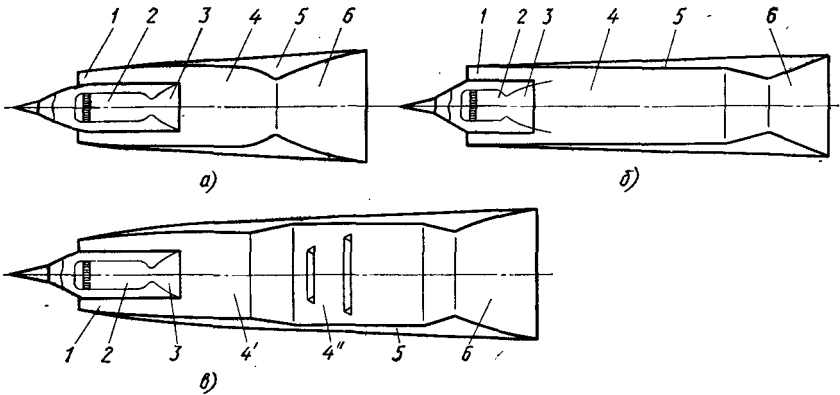


Рис. 13.4. Ракетно-прямоточные двигатели:

а - РД с воздушным форсированием (РПДэ и РД с дожиганием); б - ракетно-прямоточный двигатель жидкого топлива (РПДЖ); в - ракетно-прямоточный двигатель с раздельными камерами смешения и сгорания: 1 - воздухозаборник; 2 - газогенератор; 3 - сопло газогенератора; 4 - камера смешения (и сгорания); 4' - камера смешения; 4'' - камера сгорания; 5 - корпус прямоточного контура; 6 - реактивное сопло

Основные процессы, составляющие циклы любых двигателей, использующих химическое топливо, - процессы горения и истечения - не зависят от типа двигателя, а определяются параметрами и составом газа в камере сгорания и перепадом давлений в реактивном сопле. Параметры процесса сжатия определяются схемой двигателя, так как сжатие воздуха в ПВРД осуществляется в воздухозаборнике, а в комбинированных двигателях — в воздухозаборнике и дополнительном устройстве, энергия к которому подводится от агрегатов, работающих по круговому процессу и играющих роль генераторов мощности.

В качестве устройства для дополнительного сжатия воздуха служат: струйный нагнетатель (эжектор) в ракетно-прямоточных двигателях, турбореактивный двигатель в турбопрямоточных ВРД, компрессор в ракетнотурбинном двигателе и т. д. Степень повышения давления в этом дополнительном устройстве определяется в процессе термогазодинамического расчета двигателя конкретной схемы. В ТРДП

величина $\pi_{\text{доп}} = \frac{\pi_c^*}{\pi_v}$ рассчитывается на основе определения параметров газа

за турбиной путем совместного решения уравнений расхода и баланса работ

компрессора и турбины. В РПД значение $\pi_{\text{доп}} = \pi_3^* = \frac{P_{\text{эж}}^*}{P_B}$ - степень

повышения давления воздуха в струйном компрессоре (эжекторе) - определяется на основе решения системы основных уравнений сохранения (массы, энергии и движения), связывающих параметры на входе в эжектор (выходе из воздухозаборника) и выходе из камеры смещения (на входе в

камеру сгорания). В РТД величина $\pi_{\text{доп}} = \pi_k^* = \frac{P_k^*}{P_B}$ - степень повышения

давления в компрессоре - либо задается, либо определяется по заданной характеристике компрессора для соответствующих значений приведенной частоты вращения ротора компрессора, либо (при отсутствии характеристики компрессора) оценивается из уравнения баланса работ компрессора и турбины по заданным значениям работ турбины и политропического КПД компрессора.

Расчет удельных параметров комбинированных двигателей различных схем для заданных режимов полета (Мп, Н) и работы двигателя, определяемых сортом топлива, коэффициентами избытка окислителя $\alpha_{п.г}$ и α_{Σ} , производится в следующей последовательности.

1. Определяется отношение давлений в реактивном сопле по уравнению $\pi_c^* = \sigma_{\text{вх}} \sigma_{\text{тв}} \pi_{\text{v.s}} \pi_{\text{доп}}$.

2. По методике расчета параметров потока в процессе сгорания определяется теплосодержание продуктов сгорания на выходе из комбинированного двигателя i_T^* .

3. По заданным значениям π_c^* и i_T^* определяются скорость истечения, удельные тяга и импульс тяги. Уравнения для определения удельной тяги и удельного импульса комбинированного двигателя любой схемы имеют точно такой же вид, что и уравнения для расчета удельных параметров ПВРД

$$P_{уд} = (1 + q_T) c_c - V_{п};$$

$$J_{уд} = \frac{(1 + q_T) c_c - V_{п}}{q_T}.$$

13.2. ТУРБОПРЯМОТОЧНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

К комбинированным двигателям, рассчитанным на работу в широком диапазоне режимов полета, относятся турбопрямоточные двигатели, сочетающие высокую термодинамическую эффективность ТРД и ТРДФ в условиях Мп от 0 до 2,0...3,0 с удовлетворительными параметрами и работоспособностью элементов конструкции ПВРД при числах Мп > 3,5...4,0.

Схема турбопрямоточного двигателя на базе одноконтурного ТРДФ представлена на рис. 13.5, а на базе двухконтурного ТРД - на рис. 13.6. В этих двигателях форсажная камера ТРДФ (см. рис. 13.5) или ТРДДФ (см. рис. 13.6) представляет собой одновременно и камеру сгорания прямоточного двигателя, образуемого путем отключения турбокомпрессорного контура с помощью специального механизма перекрытия, соединения канала прямоточного контура с входным воздухозаборником и подачи топлива непосредственно в камеру сгорания. В ряде случаев (особенно при использовании турбопрямоточного двигателя на базе ТРДД — ТРДДП) существует возможность отказа от использования механизма перекрытия контуров путем перевода турбокомпрессора на режим авторотации.

Турбопрямоточный двигатель на базе двухконтурного двигателя может иметь меньшую длину, чем турбопрямоточный двигатель на основе ТРД (ТРДП), так как камера сгорания ТРДДП вписывается в мидель двигателя из-за большего размера вентиляторного контура. Это создает благоприятные условия для уменьшения массы такого двигателя по сравнению с ТРДП, имеющего такую же тягу в условиях расчетного режима при большой скорости полета. К числу основных достоинств ТРДДП также следует отнести: высокую эффективность в широком диапазоне режимов

работы, более низкий уровень шума в условиях старта и малых скоростей полета, чем в ТРД и ТРДП, широкий диапазон изменения тяги при постоянном расходе воздуха через двигатель.

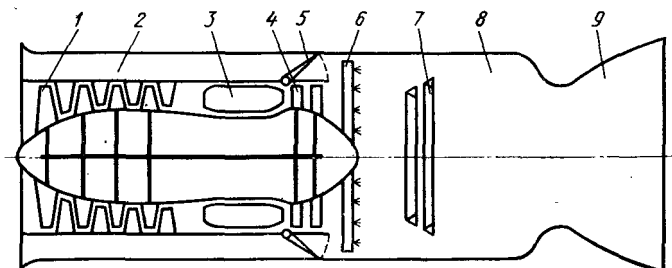


Рис. 13.5. Турбопрямоточный двигатель с форсажно-прямоточной камерой на основе ТРДФ:

- 1 - компрессор; 2 - канал прямоточного контура; 3 - камера сгорания;
- 4 - турбина; 5 - механизм перекрытия прямоточного контура;
- 6 - топливный коллектор; 7 - стабилизаторы; 8 - камера сгорания;
- 9 - реактивное сопло

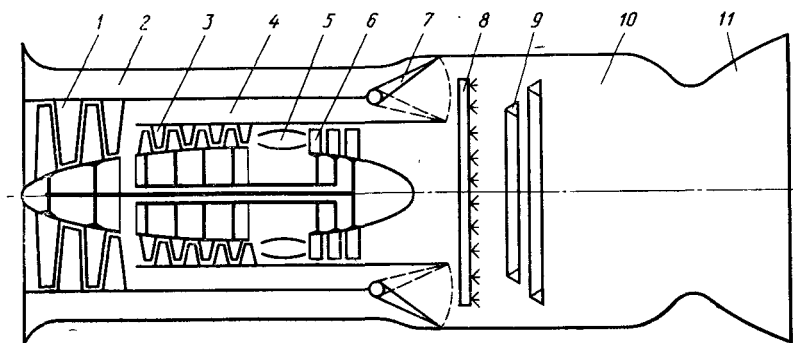


Рис. 13.6. Турбопрямоточный двигатель с форсажно-прямоточной камерой на основе ТРДФ:

- 1 - вентилятор; 2 - канал прямоточного контура; 3 - компрессор высокого давления; 4 - канал вентиляторного контура; 5 - камера сгорания ТРДФ;
- 6 - турбина; 7 - механизм перекрытия контуров; 8 - топливный коллектор;
- 9 - стабилизаторы; 10 - камера сгорания ТРДФ; 11 - реактивное сопло

Целесообразность применения турбопрямоточного двигателя на базе одноконтурного или двухконтурного ТРД определяется назначением аппарата: если преследуются цели достижения максимальной экономичности в условиях малых (дозвуковых) скоростей полета и высокой эффективности в условиях крейсерского полета на больших скоростях ($M = 4,5 \dots 5,0$) или больших избытков тяги на разгонных режимах при малой удельной массе двигателя, то наиболее подходящий тип двигателя — ТРДДП. Если же решающую роль имеет высокая эффективность двигателя в условиях больших скоростей полета, то наряду с ТРДДП может рассматриваться и ТРДП (турбопрямоточный двигатель на базе одноконтурного ТРД).

Характеристики рассмотренных типов турбопрямоточных двигателей, работающих в области умеренных скоростей полета на турбокомпрессорном, а в области больших скоростей полета на прямоточном режиме, не отличаются по существу с точностью до уровня потерь в элементах от характеристик ТРД (или ТРДД) и ПВРД в соответствующих условиях полета. Характеристики упомянутого выше ТРДП эжекционного типа из-за больших потерь при смешении потоков и большой массы уступают характеристикам ТРДП и ТРДДП и поэтому ТРДП этого типа не нашел применения.

13.3. РАКЕТНО-ТУРБИННЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Основные типы и особенности цикла. Многочисленные разновидности схем РТД, содержащиеся в различных литературных источниках и реализованные в ряде выполненных конструкций, могут быть сведены к упомянутому выше РТД со смешением парогазового и воздушного потоков и РТД без смешения потоков (см. рис. 13.2 и 13.3).

По конструктивным особенностям РТД могут быть разделены на две основные группы: РТД без редукторной связи роторов компрессора и турбины и РТД с редуктором, понижающим частоту вращения ротора компрессора по сравнению с ротором турбины, что позволяет при больших значениях $\pi_{к0}^*$ и малых относительных расходах рабочего тела в турбине избежать чрезвычайного увеличения числа ступеней, габаритных размеров и массы турбины.

По типу используемого топлива РТД можно разделить на двигатели, использующие компоненты ракетного топлива и на двигатели, использующие горючее (воздушно-реактивные РТД).

Рабочий процесс ракетно-турбинного двигателя целесообразно представить состоящим из двух самостоятельных циклов:

1) ракетного цикла, т. е. кругового процесса изменения состояния топлива, служащего для вырабатывания энергии, передаваемой основному циклу.

2) основного цикла, представляющего собой круговой процесс изменения параметров воздуха, поступающего в двигатель.

Ракетный цикл РТД состоит из процессов повышения давления в камере газогенератора н-кг, теплоподвода в газогенераторе кг-пг, расширения на турбине пг-к, процесса смешения с воздухом при примерно постоянном давлении к-к1 (в двигателе со смешением потоков), теплоподвода в камере сгорания к1-г (в двигателе со смешением потоков) или к-г (в двигателе без смешения) и расширения продуктов сгорания в реактивном сопле г-с (рис. 13.7).

Воздушный цикл РТД состоит из тех же самых процессов, что и воздушный цикл обычного турбореактивного двигателя. Различие состоит только в том, что повышение давления воздуха в компрессоре осуществляется в результате подвода энергии от ракетного цикла путем привода компрессора от турбины, работающей на ракетном топливе. Поэтому при равных значениях степени повышения давления в компрессоре обычного турбореактивного двигателя и РТД степень повышения давления газа в сопле последнего в π_t^* раз выше, чем в сопле ТРД.

Вследствие того, что температура газа в камере сгорания ТРД ограничивается жаропрочностью турбинных лопаток, а температура газа в камере сгорания РТД — условиями охлаждения камеры и сопла, то допустимая температура цикла РТД может быть выбрана заметно выше, чем T_t^* в ТРД. Иначе, располагаемая работа цикла РТД выше работы цикла ТРД из-за более высокого отношения давления в сопле и температуры газа в камере сгорания РТД по сравнению с отношением давления π_c^* и температурой газа перед турбиной ТРД.

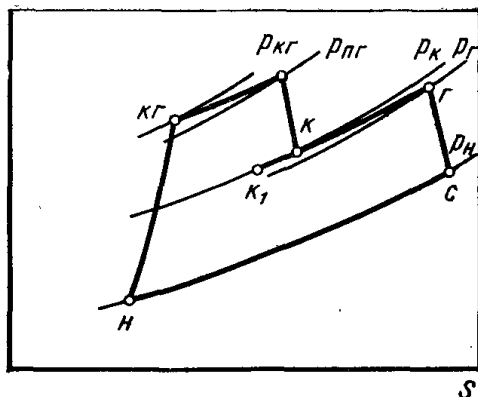


Рис. 13.7. Изображение ракетного цикла РТД в i - s -диаграмме
(p_i - давление в характерных точках цикла)

При дополнительном теплоподводе за турбиной ТРД и выборе одного и того же сорта топлива для ТРДФ и РТД температура и работоспособность газа для обоих сравниваемых двигателей не будут отличаться. Поэтому различие располагаемых работ циклов РТД и ТРДФ будет определяться различным уровнем давления перед соплами обоих типов двигателей. Отношение этих работ при $\pi_{к.РТД}^* = \pi_{к.ТРДФ}^*$ всегда больше единицы. Поэтому увеличение работы идеального цикла РТД по сравнению с ТРДФ определяется исключительно увеличением отношения давления в реактивном сопле РТД в π_t^* раз, если использовать двигатели с одним и тем же значением π_k^* .

Выражение для термического КПД цикла РТД имеет такой же вид, что и КПД цикла ТРДФ. Отличие количественное и заключается в том, что если в идеальном РТД степень повышения давления в цикле при $M_p = 0$, $H = 0$ $\pi_{доп} = \pi_k^*$; то в идеальном ТРДФ $\pi_{доп} = \pi_c^*$. Поэтому при одинаковой степени теплоподвода и одинаковом сорте топлива (т. е. при $T_r^* = T_\phi^*$)

отношение термического КПД идеального цикла РТД к КПД идеального

$$\text{цикла ТРДФ} \quad \frac{\eta_{\text{РТД}}}{\eta_{\text{ТРДФ}}} = \frac{1 - 1/\pi_{\text{к}}^{*k}}{1 - 1/\pi_{\text{с}}^{*k}} \quad \text{всегда больше единицы.}$$

Предельные возможности двигателей обоих типов можно установить при сопоставлении работ РТД и ТРД при равных значениях N и q_T , и при максимальных величинах работ расширения двигателей обоих типов, соответствующих $\pi_T^* \rightarrow \infty$. Результаты такого сопоставления свидетельствуют о том, что работа РТД тем значительно превышает работу ТРД, чем ниже исходные значения $\pi_{\text{к}}^*$ и выше температура цикла в сравниваемых двигателях при $T_{\text{г.ТРД}}^* = T_{\text{п.г.РТД}}^*$. При определенных значениях $\pi_{\text{к}}^*$, зависящих от величины температуры газа в цикле, предельная работа ТРД начинает превышать предельную работу ракетнотурбинного двигателя.

Увеличение удельной теплоты сгорания топлива, например, при переходе от керосина к водороду расширяет область, в которой РТД имеет преимущества перед ТРД. Сравнение РТД с ТРДФ показывает, что при $T_{\text{г}}^* = T_{\text{п.г}}^* > 1400\text{K}$ при $T_{\text{ф.РТД}}^* = T_{\text{ф.ТРДФ}}^* \geq 1600\text{K}$ во всей области рабочих значений $\pi_{\text{к}}^*$ РТД превосходят ТРДФ, т. е. что при переходе к форсированным режимам преимущества РТД возрастают. Физический смысл такого улучшения характеристик заключается в том, что если в РТД при увеличении относительного расхода топлива наряду с ростом физического теплосодержания на выходе из двигателя одновременно возрастает и работа турбины, приводящая к росту значений $\pi_{\text{с}}^*$, то при форсировании ТРД увеличение q_T при $T_{\text{г}}^* = \text{const}$ определяет увеличение работы, главным образом, вследствие повышения физического теплосодержания рабочего тела на выходе из двигателя без увеличения $\pi_{\text{с}}^*$.

Удельные параметры и основные данные РТД

Удельные параметры РТД (удельный расход топлива $S_{\text{уд}}$ и удельная тяга $R_{\text{уд}}$) в общем случае определяются:

сортом и составом газогенераторного топлива (H_u и $\alpha_{п.г.}$) и степенью расширения его на турбине π_T^* , однозначно определяющими температуру газа перед турбиной $T_{п.г.}^*$, мощность турбины N_T и реализуемые значения степени повышения давления воздуха в компрессоре $\pi_{к.}^*$;

теплосодержанием газа на выходе из двигателя i_T^* , зависящим от суммарного коэффициента избытка окислителя α_Σ , и определяющим температуру T_ϕ^* , и работоспособность RT_ϕ^* продуктов сгорания топливо-воздушной смеси в камере.

При использовании топлива определенного сорта в качестве основных параметров поэтому могут рассматриваться: температура перед турбиной $T_{п.г.}^*$ и в форсажной камере $T_{п.г.}^*$, степень повышения давления в компрессоре $\pi_{к.}^*$ и величина работы турбины L_T .

Увеличение температуры газа перед турбиной при $\pi_{к0}^* = const$ и $\alpha_\Sigma = const$ приводит к росту удельной тяги в условиях старта ценою некоторого ухудшения экономичности двигателя. Увеличение степени повышения давления в компрессоре $\pi_{к0}^*$ при заданной тяге в расчетных условиях полета (заданном миделевом сечении входного воздухозаборника) наряду с увеличением удельной тяги как в расчетных, так и в нерасчетных условиях полета приводит к росту абсолютной тяги не только вследствие роста удельной тяги, но и увеличения расхода воздуха на всех нерасчетных режимах полета, обусловленных расширением диапазона изменения производительности компрессора с ростом $\pi_{к0}^*$. Одновременно с этим при повышении $\pi_{к0}^*$ растет и масса двигателя, главным образом, вследствие утяжеления турбокомпрессора. Удельная масса двигателя при этом в стартовых условиях ($H = 0, M = 0$) достигает минимальных значений при определенных значениях $\pi_{к0}^*$, зависящих от сорта топлива и параметров рабочего процесса.

Результаты расчетов влияния степени повышения давления в компрессоре $\pi_{к0}^*$ на закономерности изменения удельного расхода топлива, относительной удельной массы двигателя, относительной тяги двигателя при

М = 0, Н = 0 (отношения тяги двигателя к тяге в расчетных условиях), выполненные в предположении сохранения одинаковых масс и абсолютных внутренних тяг РТД, в которых в качестве топлива используют керосин и азотную кислоту, приведены на рис. 13.8.

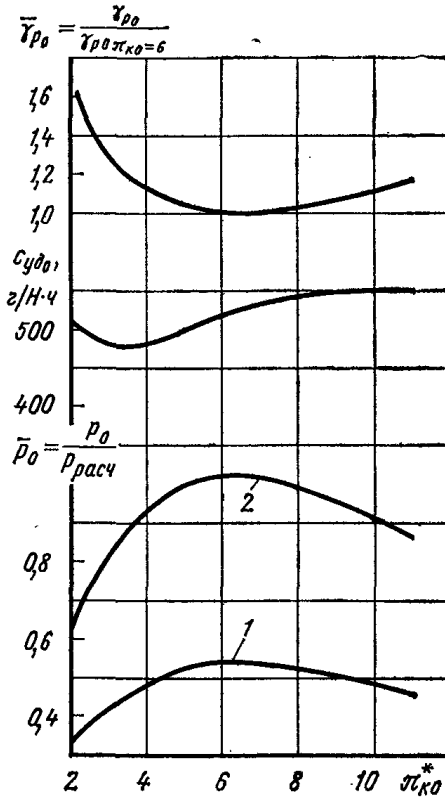


Рис. 13.8. Влияние степени повышения давления воздуха в компрессоре на основные данные РТД (Топливо - керосин + азотная кислота, М = 0, Н=0,

$M_p=4,0, H>11$ км, $\alpha_{п.г} = idem, \alpha_{\Sigma} = idem$)

1 — расчетный режим - РТД; 2 — расчетный режим ПВРД

$\bar{\gamma}_{p0}$ - отношение удельной массы РТД

к удельной массе РТД при $\pi_{к0}^* = 6, L_t = 1170$ кДж/кг

Видно, что при любых условиях выбора расчетного режима работы двигателя (на турборакетном или прямоточном режимах) целесообразные значения $\pi_{к0}^*$, расположены в диапазоне $\pi_{к0}^* = 3,0 \dots 6,0$; как в области меньших значений $\pi_{к0}^*$ ($\pi_{к0}^* < 3,0$), так и в области $\pi_{к0}^* > 6 \dots 7$ одновременно с увеличением удельного расхода топлива увеличивается удельная масса и падает относительная тяга двигателя. Увеличение работы турбины при неизменных значениях α_Σ , $T_{п.г}^*$ и $\pi_{к0}^*$, приводя к уменьшению доли жидкого окислителя в ракетном топливе, определяет уменьшение удельных расходов топлива при незначительном снижении удельной тяги двигателя. Одновременно с этим увеличение L_T приводит к утяжелению двигателя и к возрастанию удельной массы РТД. Максимальная величина L_T ограничивается допустимыми условиями жаростойкости и жаропрочности турбинных лопаток температурой газа, перед турбиной, максимально допустимыми давлением в камере газогенератора и массой двигателя. При максимально допустимых значениях $p_{п.г}^* = 30000 \text{ кПа}$ и $T_{п.г}^* = 1400 \text{ К}$ в РТД с азотно-керосиновым газогенератором при $\alpha_\Sigma = 1$ целесообразные значения L_T находятся в диапазоне $L_T = 600 \dots 1500 \text{ кДж / кг}$.

Характеристики РТД

Высотно-скоростные характеристики РТД, рассчитанные в соответствии с выявленными общими принципами регулирования двигателя на режимах максимальной тяг приведены на рис. 13.9. Видно, что в РТД так же, как и в ТРДФ, увеличение $\pi_{к0}^*$ при $\alpha_\Sigma = \text{const}$ приводит к значительному повышению тяги на всех нерасчетных режимах полета и взлете ценою ухудшения экономичности РТД вследствие роста доли окислителя в газогенераторном топливе с увеличением $\pi_{к0}^*$. Сравнение характеристик РТД с регулируемыми и неизменными сечениями проточной части показывает, что при выборе одних и тех же значений $\pi_{к0}^*$, L_T и α_Σ в РТД с нерегулируемыми сечениями наряду с увеличением Суд обеспечивается более высокая взлетная тяга при более медленном нарастании ее по скорости полета. Этот результат объясняется, с одной стороны, переразмериванием компрессора для обеспечения потребного расхода воздуха в расчетных условиях полета из-за больших входных потерь и, следовательно,

13.4. ВРД С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ХЛАДОРЕСУРСА И ВЫСОКОЙ РАБОТОСПОСОБНОСТИ КРИОГЕННЫХ ТОПЛИВ

Улучшение эффективности цикла ВРД может быть достигнуто благодаря использованию хладоресурса криогенных топлив для уменьшения относительной работы сжатия, работоспособности топлива для увеличения относительной работы расширения и регенерации тепла с топливом для увеличения располагаемой работы при одновременном повышении термического КПД цикла. Эти пути использования хладоресурса и высокой работоспособности топлива для увеличения работы и КПД цикла двигателя явились основой для рассмотрения газотурбинных двигателей ряда новых схем.

В качестве примеров для выявления особенностей подобных двигателей целесообразно рассмотреть два наиболее характерных представителя: «пароводородный» ракетно-турбинный двигатель (рис. 13.10) и ракетно-турбинный двигатель с системой сжижения (рис. 13.11). В «пароводородном» двигателе рабочим телом турбины, приводящей во вращение компрессор, служит газифицированный и подогретый в газоводородном теплообменнике водород. После расширения в турбине водород смешивается с воздухом, поступающим из компрессора, и сгорает в камере сгорания. Демонстрационный вариант двигателя такой схемы был создан и испытан фирмой Пратт-Уитни.

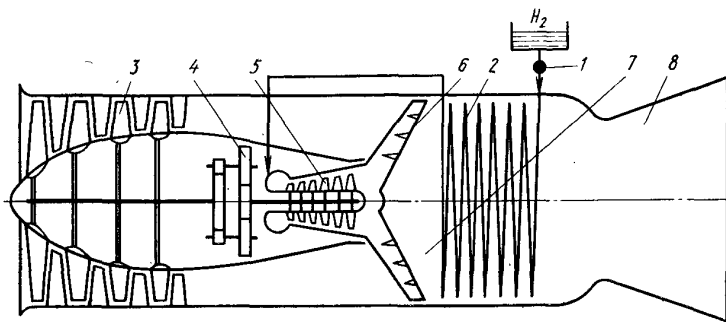


Рис. 13.10. «Пароводородный» ракетно-турбинный двигатель:

- 1 - насос жидкого водорода; 2 - теплообменник подогрева водорода;
- 3 - компрессор; 4 - редуктор; 5 - турбина; 6 - стабилизаторы; 7 - камера сгорания;
- 8 - реактивное сопло

В «пароводородном» двигателе используется чрезвычайно высокая энергоемкость подогретого водорода (газовая постоянная водорода $R=4,12$ кДж/кг*К, а его теплоемкость $c_p=14,63$ кДж/кг*К), но не используется большой хладоресурсе водородного горючего. При реальных значениях суммарного коэффициента избытка воздуха ($\alpha_2 \geq 1,1$) из-за малого относительного расхода рабочего тела через турбину, составляющего 1/38 расхода воздуха через компрессор, максимальная величина достижимой степени повышения давления воздуха в компрессоре такого типа двигателя даже при температуре $T_{H_2} = 1200K$ составляет при $M=0, N=0, \pi_{к0\max}^* = 5$, что ограничивает термический КПД и основные данные двигателя этой схемы на режиме максимальной тяги.

В ракетно-турбинном двигателе с сжижением воздуха (см. рис. 13.11) относительный расход рабочего тела через турбину в три-пять раз превышает расход рабочего тела через турбину двигателя «пароводородной» схемы. Использование хладоресурса и работоспособности водорода в двигателе этой схемы позволяет получить большие степени повышения давления в компрессоре и более высокий термический КПД, чем в двигателе «пароводородной» схемы.

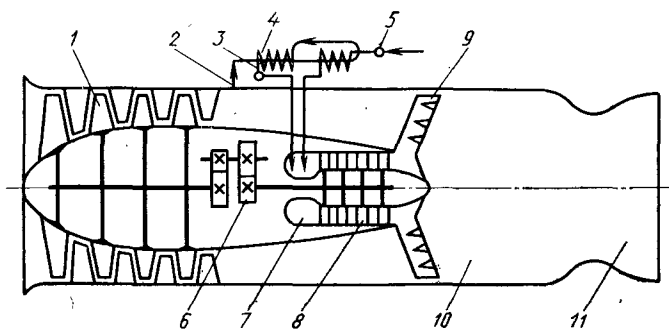


Рис. 13.11. Ракетно-турбинный двигатель с сжижением воздуха:
1 - компрессор; 2 - отбор воздуха; 3 - теплообменник-конденсатор; 4 - насос сжиженного воздуха; 5 - насос жидкого водорода; 6 - редуктор; 7 - водородно-воздушный генератор; 8 - турбина; 9 - стабилизатор; 10 - камера сгорания; 11 - реактивное сопло

Более низкая, чем в ТРДФ, лобовая масса и высокие значения удельной тяги воздушно-реактивных двигателей, в которых используются

хладоресурс и высокая работоспособность криогенного топлива, определяют вероятные преимущества этих двигателей перед ТРДФ по удельной массе, что в сочетании с высокими удельными параметрами на режимах максимального форсирования содержит потенциальные возможности и перспективы их широкого применения.

13.5. РАКЕТНО-ПРЯМОТОЧНЫЕ ДВИГАТЕЛИ (РПД)

В зависимости от условий смешения и горения различают РПД с совмещенной камерой смешения и горения (см. рис. 13.4, б) и РПД с раздельными камерами смешения и горения (см. рис. 13.4, в), в котором за камерой смешения расположен диффузор, тормозящий поток перед поступлением в камеру сгорания. В этом двигателе рабочий процесс может быть организован более эффективно в результате улучшения условий сжатия воздушного потока и теплоподвода. Но такой двигатель имеет большие габаритные размеры, более низкую лобовую тягу и большую массу, чем РПД с совмещенными камерами смешения и горения.

Принципы организации рабочего процесса в двигателе такого типа с успехом могут быть использованы при создании так называемых ракетных двигателей с воздушным форсированием, т. е. обычных ракетных двигателей, вокруг кормовой части которых устанавливается эжекторный сопловой насадок, в котором дополнительно сжимается атмосферный воздух и частично дожигаются продукты неполного сгорания ракетного топлива.

Термодинамические процессы в ракетно-прямоточном двигателе, подобно рабочему процессу РТД, удобно представлять состоящими из ракетного и воздушного циклов. Эффективность РПД, как любого комбинированного реактивного двигателя, будет определяться, с одной стороны, степенью завершенности процесса тепловыделения в пределах тракта двигателя, характеризуемого значением теплосодержания рабочего тела на выходе из камеры сгорания, а с другой стороны, - совершенством составляющих ракетный цикл процессов сжатия, расширения и энергообмена между рабочим телом газогенератора и воздухом. В качестве топлива РПД так же, как и в РТД, могут использоваться как однокомпонентные жидкие ракетные топлива с избытком горючего, так и твердые топлива с отрицательным балансом кислорода и, следовательно, с содержанием горючих компонентов в продуктах сгорания газогенераторного топлива.

В соответствии с этим в качестве жидких топлив могут использоваться окись этилена, гидразин, нитропарафиновые соединения и др. (однокомпонентные топлива), кислород + керосин, кислород + горючее на основе гидразина или нитроуглеводородных соединений, азотная кислота + керосин и другие двухкомпонентные топлива. Твердыми топливами РПД могут служить баллиститные пороха с основой на базе нитроклетчатки и использованием нитроглицерина и других нитросоединений в качестве растворителя, обеспечивающего пластичность всей массы, и смеси топлив, представляющие собой механическую смесь минерального окислителя (например, перхлората аммония, содержащего высокий процент свободного кислорода) с высокомолекулярным органическим соединением на основе углеводорода, играющего роль связки. Однако в отличие от РТД в ракетно-прямоточных двигателях могут быть сняты ограничения, связанные с максимально допустимым значением $T_{п.г}^*$, а также ограничения, которые определяют целесообразность использования в РТД топлив, в продуктах сгорания которых содержится минимальное количество частиц из-за возможности резкого ухудшения характеристик турбины. Поэтому характеристики упомянутых выше топлив (жидких, гибридных и, главным образом, твердых) могут быть заметно улучшены путем введения в эти топлива добавок металлов или их водородных соединений. Эти добавки увеличивают либо удельную теплоту сгорания топлива (например, бор, бериллий), либо его теплопроизводительность при относительно невысокой удельной теплоте сгорания.

Удельные параметры, основные данные и характеристики РПД

Удельный импульс $J_{уд}$, коэффициент тяги c_p и удельная масса ракетно-прямоточных двигателей так же, как и других типов комбинированных ракетных двигателей, определяются сортом топлива, основными параметрами рабочего процесса и режимом полета.

К числу основных параметров рабочего процесса РПД можно отнести:

$m = \frac{G_B}{G_{пт}} = \frac{1}{q_T}$ - коэффициент эжекции или отношение массового расхода

воздуха к расходу газогенераторного топлива; $\bar{p} = \frac{P_{пт}^*}{P_B}$ - отношение давления

в камере газогенератора к полному давлению воздуха на входе в камеру РПД

и $\alpha_{\text{пр}}$ - коэффициент избытка окислителя в камере газогенератора. Последние два параметра - отношение \bar{p} и $\alpha_{\text{пр}}$ в общем случае определяют импульс газогенератора $J_{\text{уд.пр}}$, который часто рассматривается в качестве основного параметра РПД (особенно в РПДТ, где величина $J_{\text{уд}}$ при $m = 0$, равная импульсу газогенератора, определяется рецептурой топлива и перепадом давлений в реактивном сопле). Удельные параметры РПД при различных режимах работы ($\alpha_{\text{пр}}$, m и \bar{p}) и полета (М и Н) могут быть определены как из условия выбора оптимальных по удельному импульсу значений $\alpha_{\text{пр}}$, m и \bar{p} , что соответствует условиям идеального регулирования состава рабочего тела и основных элементов РПД на всех режимах полета и работы, так и из условия выбора фиксированных геометрических размеров двигателя. Первое условие соответствует как бы идеально регулируемому РПД, а второе — работе реального РПД с нерегулируемыми сечениями по проточной части.

В РПД без дожигания топлива в воздушном потоке присоединение воздушной массы к струе продуктов горения и последующее смешение их с воздухом приводит к увеличению удельного импульса исходного ракетного двигателя тем более значительному, чем меньше потери в проточной части РПД и больше отношение температур смешиваемых потоков $T_{\text{п.г}}^* / T_{\text{в}}^*$. В РПД с дожиганием топлива (рис. 13.4. а, б) в воздушном потоке прирост $J_{\text{уд}}$ и соответственно увеличение коэффициента тяги возрастают из-за утилизации тепловой энергии топлива.

На рис. 13.12 приведена скоростная характеристика РПД, в котором в качестве топлива используют азотную кислоту и керосин при $\alpha_{\text{пр}} = 0,8$, $\alpha_{\Sigma} = 1,25$, коэффициенте полноты сгорания $\eta_{\text{к.с}} = 0,9$ и отношении давлений $\bar{p} = 50$ при $m = \text{const}$, регулировании проходных сечений проточной части на расчетный режим и потерях полного давления в воздухозаборнике, равных потерям в оптимальной системе сжатия при двух косых и одном прямом скачках. Скоростные характеристики идеально регулируемого РПД при использовании твердого топлива с теплопроизводительностью $Q_{\text{max}} = 17000 \text{ кДж} / \text{кг}$ и $p_{\text{пр}}^* = 1961 \text{ кПа}$ на высоте $H = 12 \text{ км}$ и регулировании

необходимость создания специальной системы топливоподачи, усложняющей конструкцию двигателя, эксплуатационные трудности использования токсичных и криогенных компонентов жидкого топлива так же, как и ограниченность сроков хранения изделия с РПДЖ в подготовленном (заправленном) состоянии, значительно усложняют использование этого двигателя на аппаратах различного назначения. В РПД гибридного топлива и в особенности в РПД твердого топлива достигаемые величины удельного импульса ниже, а желательное изменение состава топлива по траектории для оптимизации характеристик необходимо обеспечить путем специального проектирования конструкции заряда, при котором расход и состав топлива программируются для определенной расчетной траектории полета аппарата. Поэтому отклонение траектории аппаратов с РПДГТ или РПДТ от расчетной может привести к ухудшению характеристик двигателей. Ракетно-прямоточные двигатели твердого топлива конструктивно более просты, чем РПДЖ, так как не требуют специальной системы топливоподачи, и так же, как ракетные двигатели твердого топлива, допускают возможность длительного хранения изделия.

Контрольные вопросы

по курсу «Комбинированные реактивные двигатели»

1. Понятие о комбинированных двигателях. Виды комбинированных двигателей.
2. Область применения комбинированных двигателей, их достоинства и недостатки.
3. Турбопрямоточный двигатель. Принцип действия, достоинства и недостатки.
4. Ракетнопрямоточный двигатель. Принцип действия, достоинства и недостатки.
5. Пароводородный ракетно-турбинный двигатель. Принцип действия, достоинства и недостатки.
6. Комбинированные двигатели с РДТТ. Принцип действия, достоинства и недостатки.
7. Возможности повышения температуры цикла РТД.
8. Возможности повышения температуры цикла РПД.
9. Ракетно-прямоточные двигатели на основе ЖРД и РДТТ, достоинства и недостатки.
10. Преимущества и недостатки РПД по сравнению с ракетным двигателем.
11. Входное устройство ВРД. Назначение, классификация, параметры режима, критерии эффективности.
12. Компрессор ВРД. Назначение, классификация, параметры режима, критерии эффективности.
13. Рабочий процесс турбины ВРД.
14. Уравнение энергии в форме теплосодержания в общем виде и частный случай для компрессора ВРД.
15. Уравнение энергии в форме теплосодержания в общем виде и частный случай для входного устройства ВРД.
16. Уравнение энергии в форме теплосодержания в общем виде и частный случай для камеры сгорания ВРД.
17. Особенности турбовинтовых и турбовальных двигателей. Область применения.
18. Особенности проектного расчета турбовальных двигателей со свободной турбиной.
19. Особенности ТРДФ и ТРДДФ. Область применения.
20. Особенности проектного расчета двигателей с форсажными камерами.
21. Параметры режима входного устройства ВРД.
22. Рабочий процесс сверхзвукового входного устройства.
23. $i-s$ диаграмма рабочего процесса входного устройства. Особенности $i-s$ диаграммы двигателя для $M_{п=0}$.

24. Роль входного устройства в составе двигателей, предназначенных для сверхзвуковых и дозвуковых скоростей полета.
25. Основные требования к входным устройствам, их классификация.
26. Классификация входных устройств, параметры режима и критерии эффективности.
27. Реактивное сопло ВРД. Назначение, критерии эффективности, параметры режима.
28. Классификация реактивных сопел, их достоинства и недостатки.
29. $i-s$ диаграмма рабочего процесса выходного устройства. Режимы работы сверхзвукового реактивного сопла.
30. Рабочий процесс реактивного сопла ВРД.
31. Выходные устройства ВРД различных типов и схем.
32. Вывод формулы для скорости истечения газа из канала сопла.
33. Классификация выходных устройств, параметры режима и критерии эффективности.
34. Теоретический максимум температуры, достижимый в камере сгорания ВРД.
35. Параметры режима, критерии эффективности и классификация камер сгорания ВРД.
36. Особенности организации рабочего процесса форсажных камер сгорания ВРД.
37. Основные задачи, решаемые для обеспечения устойчивой работы камеры сгорания.
38. Рабочий процесс основной камеры сгорания ВРД.
39. $i-s$ диаграмма рабочего процесса основного контура ВРД.
40. Зависимость работы цикла ВРД от параметров рабочего процесса.
41. Зависимость эффективного КПД ВРД от параметров рабочего процесса.
42. Понятие работы цикла и эффективного КПД ВРД.
43. Физический смысл работы цикла. Физический смысл минимальной температуры газа перед турбиной.
44. Зависимость работы цикла и эффективного КПД ВРД от температуры газа перед турбиной.
45. Зависимость работы цикла и эффективного КПД ВРД от суммарной степени повышения давления.
46. Вывод формулы для работы цикла, выраженной через параметры рабочего процесса.
47. Физический смысл эффективного КПД. Отличие от термического КПД.
48. Каковы основные тенденции развития ВРД по параметрам рабочего процесса?
49. Место образования и приложения тяги ВРД.

50. Вывод формулы тяги ВРД.
51. Понятие тяги и КПД движителя.
52. Почему ТРД и ТВД можно рассматривать, как частные случаи ТРДД?
53. Понятие эффективной, внутренней и удельной тяги.
54. Зависимость удельной тяги от параметров рабочего процесса ВРД.
55. Вывод формулы для удельной тяги ВРД через параметры рабочего процесса.
56. Зависимость удельной тяги ВРД от степени двухконтурности.
57. Зависимость удельной тяги двухконтурного двигателя от распределения энергии между контурами.
58. Зависимость оптимальной степени двухконтурности от скорости полета.
59. Понятие общего КПД. Связь между общим КПД и удельным расходом топлива.
60. Зависимость общего КПД от температуры газа перед турбиной.
61. Зависимость общего КПД от суммарной степени повышения давления.
62. Зависимость общего КПД и удельного расхода топлива от скорости полета.
63. Зависимость общего КПД, удельного расхода топлива и удельной тяги от внешних условий.
64. Энергетический баланс ВРД.
65. Исходные данные к проектному термогазодинамическому расчету ТРДД.
66. Методика проектного термогазодинамического расчета ТРД.
67. Особенности проектного термогазодинамического расчета многокаскадных двигателей.
68. Особенности проектного термогазодинамического расчета двигателей ТВД и ТВад со свободной турбиной.
69. Понятие «выполненного двигателя». Отличие выполненного двигателя от проектируемого.
70. Особенности совместной работы узлов выполненного двигателя.
71. Понятие подобных режимов. Использование формул приведения для расчета и анализа.
72. Понятие скольжения роторов. Преимущества многокаскадных двигателей.
73. Понятие дроссельных, климатических и высотно-скоростных характеристик двигателя.
74. Понятие закона и программы управления двигателем.
75. Ракетно-турбинный двигатель с системой сжижения. Принцип действия, достоинства и недостатки.