

Содержание

Введение.....	4
ЛР-1. Методы и средства измерения параметров газового потока	5
ЛР-2. Экспериментальное определение параметров многоступенчатого осевого компрессора при его работе в системе авиационного ГТД	27
ЛР-3. Экспериментальное исследование совместной работы крайних ступеней осевого компрессора ТРДДсм	38
ЛР-4. Определение основных параметров каскадов турбины по результатам стендовых испытаний ТРДДсм	53
ЛР-5. Определение основных параметров камеры сгорания по результатам стендовых испытаний ТРДДсм	64
ЛР-6. Экспериментальное определение дроссельной характеристики ТРДДсм на стенде	75
ЛР-7. Экспериментальное определение дроссельной характеристики ТВад на стенде	84
ЛР-8. Определение оптимальной величины обратной тяги двигателей для воздушного судна Ту-154М	94
ЛИТЕРАТУРА.....	105
ПРИЛОЖЕНИЕ 1	106

ВВЕДЕНИЕ

При проведении лабораторных работ студенты закрепляют знания, полученные на лекциях, путем практического изучения рабочего процесса в элементах авиационных силовых установок и их характеристик, а также приобретают знания об устройстве испытательных стендов, экспериментальных установок, навыки работы с измерительной аппаратурой и обработки результатов измерений.

В данном пособии содержатся сведения, необходимые студентам для самостоятельной подготовки к лабораторным работам по дисциплине "Теория авиационных двигателей", их проведения, оформления полученных результатов и подготовки к защите отчета по каждой работе.

По каждой работе приведены: целевая установка; краткие теоретические сведения по изучаемым процессам в двигателях (или их элементах) и их характеристикам; описание испытательного стенда (или экспериментальной установки), объекта исследования и системы измерений; порядок выполнения работы и методика обработки результатов измерений. Кроме того, в каждой работе приведены контрольные вопросы для подготовки к защите отчета по ней.

При подготовке к каждой лабораторной работе студенты должны повторить соответствующий лекционный материал (используя его краткое изложение в пункте "Общие сведения"), изучить описание стенда или экспериментальной лабораторной установки и систему измерений, а также усвоить методику обработки экспериментальных данных.

Отчеты по выполненным работам оформляются студентами в специальной тетради для лабораторных занятий и предъявляются преподавателю при их защите. Кроме того, студенты должны уметь анализировать полученные результаты и отвечать на приведенные в данном пособии контрольные вопросы.

При выполнении некоторых работ для расширения круга изучаемых процессов предусмотрено выполнение вычислительного эксперимента с использованием ЭВМ.

Лабораторная работа № 1

Методы и средства измерения параметров газового потока (4 часа)**1.1. Цель и содержание работы**

1. Изучение основных методов и средств измерений параметров газового потока.
2. Приобретение практических навыков использования измерительных приборов и средств измерений для определения давления, температуры, скорости газового потока и его расхода.

1.2. Общие сведения

Метод измерения той или иной физической величины представляет собой совокупность использования физического явления, лежащего в основе данного измерения (например, возникновение контактной разности потенциалов и термо-ЭДС), и технического устройства, позволяющего обнаружить, наблюдать и регистрировать интенсивность этого явления (например, термопару в сочетании с милливольтметром и термостатом для холодного спая). Это устройство называется **средством измерения**.

Различают **прямые измерения**, когда значение измеряемой величины определяется непосредственно из опыта, и **косвенные измерения**, когда искомая величина определяется по результатам измерения одной или нескольких других величин с последующей их обработкой (численной или в соответствующих приборах). Так, например, давление газа может быть непосредственно измерено манометром, а число Маха – только путем измерения значений полного и статического давлений и их последующего использования в алгоритме обработки данных эксперимента или в специальном приборе (махметре).

При измерениях тех или иных величин могут использоваться **измерительные приборы** (например, стрелочные манометры), выдающие информацию в форме, непосредственно доступной для наблюдения, и **измерительные преобразователи**, вырабатывающие сигнал, недоступный непосредственному наблюдению (обычно электрический), но удобный для передачи, автоматической регистрации и т.д. Такие преобразователи обычно называют **датчиками**.

При исследованиях и испытаниях авиационных двигателей часто возникает необходимость измерения температуры, давления и скорости газа в тех или иных сечениях газоздушного тракта двигателя, а также направления вектора скорости воздуха (газа) и его массового расхода.

При этом используются понятия **статических параметров** газового потока и **параметров заторможенного потока** (или полных параметров).

Статическим давлением " p " и статической температурой T называются давление и температура в движущемся потоке газа. Они связаны с другими параметрами состояния газа (удельным объемом или плотностью) уравнением состояния.

Давлением p^* и температурой T^* заторможенного потока газа (или полным давлением и полной температурой) называется давление и температура адиабатно заторможенного потока газа до нулевой скорости.

Рассмотрим основные методы и средства измерения этих величин. Заметим при этом, что аналогичным образом могут быть измерены также и параметры потока жидкости (например, топлива).

1.2.1. Методы и средства измерения температуры газового потока

Для измерения температуры газового потока обычно используются эффекты, сопровождающие изменение температуры тела, погруженного в поток газа: объемное (линейное) расширение, изменение электрического сопротивления, изменение ЭДС термопары и т.п. Рассмотрим основные из них.

Жидкостные термометры

Их принцип действия основан на объемном расширении термометрической жидкости: ртути ($-35...+600^{\circ}\text{C}$), спирта ($-80...+70^{\circ}\text{C}$) и т.п.

Точность жидкостных термометров достигает сотых долей градуса.

Недостатки:

- инерционность показаний;
- значительное искажение структуры потока при введении в него жидкостных термометров (вследствие их сравнительно больших размеров);
- сложность автоматизации измерений и дистанционной передачи показаний.

Жидкостные термометры используются для измерения температуры в неподвижной среде: салонах воздушных судов, бытовых помещениях и т.д.

Термоэлектрические термометры (термопары)

Суть термоэлектрического метода измерения температур состоит в том, что в замкнутой цепи, состоящей из двух разнородных проводников, спаи которых помещены в среды с разными температурами, возникает электрический ток, источником которого является термо-ЭДС.

Одна из возможных схем термоэлектрического термометра (термопары) показана на рис. 1.1а. Проводники "А" и "В" образуют два спаи: "горячий" и "холодный". "Горячий" спай погружается в среду, температура которой t подлежит измерению. "Холодный" спай находится при известной температуре t_0 , поддерживаемой обычно термостатом (в лабораторных условиях – сосудом с тающим льдом). В цепь с помощью *промежуточных* контактов (они должны

иметь одинаковую температуру) включается измерительный прибор или преобразователь.

На рис. 1.1б показана еще одна схема включения термопары. Здесь в термостат помещены два спая проводников термопары с проводниками, идущими к измерительному прибору.

Как правило, зависимость ЭДС термопары от t при постоянной t_0 оказывается **нелинейной**. Поэтому ее показания переводятся в температурную шкалу с помощью **тарировочных графиков**, либо шкала измерительного прибора градуируется под данную термопару.

В табл. 1.1 приведены характеристики некоторых стандартных термопар.

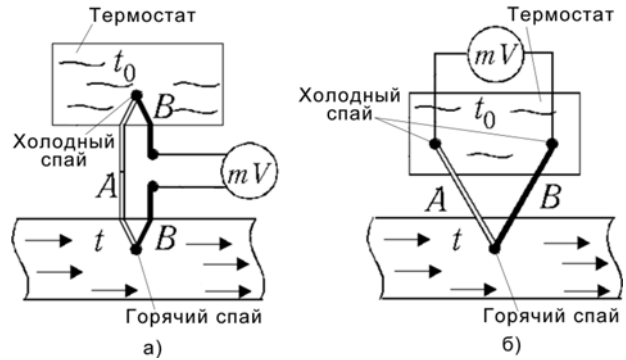


Рис. 1.1. Термоэлектрические термометры (термопары)

Таблица 1.1

Материалы	Обозначение	Термо-ЭДС при $t_0=0^\circ\text{C}$ и $t=100^\circ\text{C}$, мВ	Диапазон измерений, $^\circ\text{C}$
Хромель-копель	ХК	6,95	– 100...+600
Хромель-алюмель	ХА	4,10	– 200...+1100
Платинородий-платина	ПП	0,64	0...1300

Основным достоинством термоэлектрических термометров является сравнительно малый размер “горячего” спая термопары (обычно 0,2...0,5 мм), что снижает ее инерционность и позволяет измерять температуру в конкретной точке пространства. Другим достоинством является выработка сигнала измерительной информации в виде ЭДС, что дает возможность осуществлять дистанционную передачу показаний и автоматическую регистрацию измеряемой температуры.

Особенности измерения температуры при больших скоростях газового потока

Показания **любого** термометра, установленного в потоке газа, выражаются формулой

$$T_{\text{изм}} = T \left(1 + r \frac{k-1}{2} M^2 \right), \quad (1.1)$$

где T – статическая температура газового потока, r – коэффициент восстановления, M – число Маха. Коэффициент восстановления r учитывает разность между температурой поверхности тела в точке полного торможения обтекающего его потока и температурой заторможенного потока.

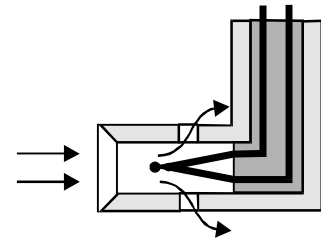


Рис. 1.2. Экранированная термопара

Для открытых со всех сторон спаев термопары, резервуаров ртутных термометров и т.п. значения r могут колебаться в довольно широких пределах (от 0,6 до 0,8). Если скорость потока газа мала по сравнению со скоростью звука, то стоящее в скобках в формуле (1.1) выражение мало отличается от единицы, различие между температурой газа в потоке и измеренной температурой не существенно и поэтому неопределенность значения r не играет роли.

Но если скорость потока сопоставима со скоростью звука, то неопределенность значения r затрудняет измерение температуры газа. Если сделать так, чтобы коэффициент r был близок к единице, то измеренная температура будет приближаться к температуре адиабатно заторможенного потока T^* . С этой целью конструкция термометра выполняется таким образом, чтобы поток газа в окрестности чувствительного элемента имел малую скорость, а теплоотвод через детали термометра был минимален. Этим требованиям наиболее полно удовлетворяют так называемые **экранированные термопары**, т.е. термопары, у которых “горячий” спай помещен в специальную **камеру торможения** (рис. 1.2). Коэффициент восстановления у таких термопар достигает величины 0,97...0,98.

Экранированные термопары используются для измерения температуры заторможенного потока, например, за турбиной авиационных двигателей.

Термометры сопротивления (терморезисторы)

Действие термометров сопротивления, называемых также терморезисторами, основано на свойстве проводников и полупроводников изменять свое электрическое сопротивление при изменении температуры. Для изготовления чувствительных элементов термометров сопротивления применяются металлы (чаще всего – медь, никель или платина) и полупроводниковые материалы. Области применения различных термометров сопротивления показаны в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Тип термометра сопротивления	Диапазоны измерений, °С
Медные (ТСМ)	– 50...+180
Никелевые (ТСН)	– 50...+200
Платиновые (ТСП)	– 200...+600
Полупроводниковые	– 100...+300 и более

Чувствительные элементы *медных, никелевых* и *платиновых* термометров сопротивления выполняются в виде обмотки из тонкой проволоки (0,05...0,1 мм), размещаемой на специальном керамическом каркасе в защитном корпусе (рис. 1.3). Они отличаются высокой точностью и надежностью, но ими можно измерять лишь медленно меняющиеся температуры вследствие их большой инерционности.



Рис. 1.3. Схема термометра сопротивления

Чувствительные элементы *полупроводниковых* термометров сопротивления обычно представляют собой небольшую ленточку из тонкой полупроводниковой фольги, наклеенную на керамику. Они отличаются меньшими габаритами и сравнительно малой инерционностью, что позволяет применять их при исследованиях нестационарных тепловых процессов.

Для высокоточного измерения сопротивления терморезисторов используются так называемые электрические (или электронные) *мосты*, отградуированные непосредственно в градусах Цельсия (или Кельвина).

Термометры сопротивления используются в качестве датчиков для измерения температуры воздуха на входе в двигатель, масла и топлива.

1.2.2. Методы и средства измерения давления газового потока

Полное давление p^* в потоке выше статического давления " p " на величину *скоростного напора*, который равен $\rho c^2/2$, где ρ – плотность потока, а c – его скорость.

Таким образом между статическим и полным давлением существует следующее равенство: $p^* = p + \rho c^2/2$.

Устройство большинства средств измерения давления таково, что они вырабатывают сигнал измерительной информации, пропорциональный разности между измеряемым давлением p и атмосферным давлением p_0 , т.е. они измеряют перепад давлений $\Delta p = p - p_0$.

Если эта разность положительна ($p > p_0$), то говорят об измерении избыточного давления, а соответствующие средства измерения называются *манометрами*. При отрицательной разности ($p < p_0$) говорят об измерении разрежения. Средства измерения разрежения называются *вакуумметрами*.

Устройство некоторых средств измерений позволяет измерять разность двух давлений (перепад), каждое из которых отлично от атмосферного. Такие средства измерений называются *дифференциальными манометрами*.

Для определения абсолютного давления среды p необходимо, кроме разности Δp , знать атмосферное давление p_0 . Приборы, измеряющие атмосферное

давление, называются **барометрами**.

Манометры, вакуумметры, дифференциальные манометры и барометры могут создаваться на базе одних и тех же чувствительных элементов, поэтому в дальнейшем все средства измерений давления будем для краткости называть манометрами, особо оговаривая возможность измерения ими различных составляющих абсолютного давления.

Единицей давления в международной системе СИ является паскаль (Па, $1\text{Па}=1\text{Н/м}^2$). Для применения в технике допускаются также внесистемные единицы давления: килограмм силы на квадратный сантиметр или техническая атмосфера (кгс/см^2), миллиметр ртутного столба (мм рт.ст.) и миллиметр водяного столба (мм вод.ст.). Так как $1\text{ кгс}=9,807\text{ Н}$, то $1\text{ кгс/см}^2=98070\text{ Па}$. Пересчет мм рт.ст. и мм вод.ст. в паскали производится следующим образом.

Столб жидкости высотой в h метров и площадью основания $F\text{ м}^2$ имеет массу $m=\rho_{\text{ж}}Fh$, где $\rho_{\text{ж}}$, кг/м^3 —плотность жидкости, равная 1000 кг/м^3 для воды и 13590 кг/м^3 для ртути. Соответственно сила, с которой этот столб воздействует на дно сосуда, равна $P=\rho_{\text{ж}}Fhg$ ньютонов (где g – ускорение свободного падения, принимаемое в СИ равным $9,80665\text{ м/с}^2$), а его давление на основание (в паскалях) равно $p=P/F=\rho_{\text{ж}}gh$.

Из сказанного вытекают следующие соотношения между основной единицей и внесистемными единицами давления (табл. 1.3).

Таблица 1.3

Внесистемные единицы	Количество Па
Техническая атмосфера (кгс/см^2)	98070
Миллиметр водяного столба (мм вод.ст.)	9,807
Миллиметр ртутного столба (мм рт.ст.)	133,3

Отметим, что нормальное для г. Москвы атмосферное давление составляет 750 мм рт.ст. или (с погрешностью менее 0,1%) 100000 Па , т.е. 0,1 мегапаскаля (МПа). Мегапаскаль, т.е. $1\cdot 10^6\text{ Па}$, часто используется в качестве кратной единицы измерения давлений при обработке результатов различных экспериментов.

Приемники давления

Полное и статическое давление в газовом потоке может быть измерено одинаковыми средствами измерений, но приемники этих давлений отличаются конструкцией и пространственной ориентацией относительно потока (рис. 1.4).

Статическое давление в потоке измеряется через отверстие в стенке канала (рис. 1.4а) или на теле специального насадка (рис. 1.4б). Ось отверстия должна быть перпендикулярна направлению потока в точке измерения. Полное давление измеряется с помощью отверстия, ориентированного навстречу потоку (рис. 1.4в). Размеры насадков и диаметры приемных отверстий должны быть

минимально возможными (отверстия – порядка 0,5 мм), чтобы не искажать картину течения в потоке и не вносить тем самым дополнительную погрешность в результат измерения. Отверстия для измерения давления на стенке канала часто называют **дренажными**.

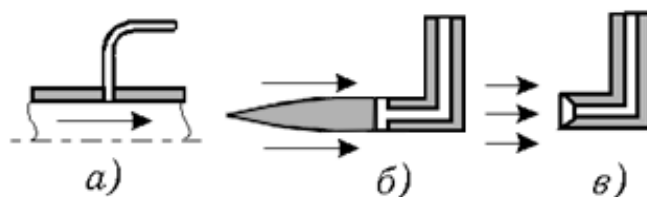


Рис. 1.4. Приемники статического (а, б) и полного (в) давления

Приемники давления с помощью трубок соединяются с измерительными приборами. Наиболее распространенными приборами для измерения давления являются жидкостные манометры и манометры с упругими чувствительными элементами.

Жидкостные манометры

Жидкостные манометры, часто называемые **пьезометрами**, выполняются **U-образными** или **чашечными** (рис. 1.5). Они отличаются простотой конструкции и позволяют с высокой точностью измерять малые избыточные давления, разрежения и перепады давлений. Чашечный манометр с вакуумированной трубкой, заполненной ртутью (рис. 1.5в), используется для измерения давления атмосферы, т.е. в качестве **барометра**.

В жидкостных манометрах измеряемое давление, разрежение или перепад давлений уравновешивается давлением столба рабочей жидкости высотой Δh . Результаты измерений с помощью жидкостных манометров выражают в миллиметрах столба рабочей жидкости. Для пересчета таких результатов в единицы СИ согласно табл. 1.3 с достаточной точностью могут использоваться формулы для водяного пьезометра

$$\Delta p = 9,81 \Delta h, \text{ Па}, \quad (1.2)$$

где значение Δh задается в мм вод.ст., а для ртутного манометра (например, чашечного барометра)

$$\Delta p = 133,2 \Delta h, \text{ Па}, \quad (1.3)$$

где значение Δh задается в мм рт.ст.

Максимальный перепад давлений, измеряемый жидкостным манометром, определяется высотой трубки прибора и плотностью рабочей жидкости.

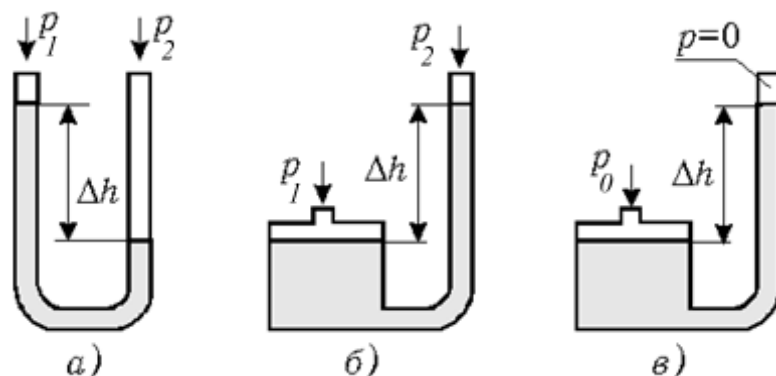


Рис. 1.5. Жидкостные манометры:
а – U-образный, б – чашечный, в – чашечный барометр

Точность жидкостных манометров определяется, в основном, точностью отсчета уровней жидкости. В чашечном манометре при достаточно большой разнице диаметров трубки и чаши можно производить отсчет только одного уровня в трубке.

Для измерения малых перепадов давлений (менее 500 Па) могут применяться жидкостные манометры с наклонными трубками – **микроманометры**. В них перемещение положения мениска жидкости в трубке обратно пропорционально синусу угла её наклона к горизонту, что позволяет повысить точность измерения Δp .

Манометры с упругими чувствительными элементами

Такие измерительные приборы и измерительные преобразователи применяются в широком диапазоне давлений – от 50 Па до 1000 МПа.

В **манометрах прямого действия** (измерительных приборах) изменение измеряемого давления приводит к перемещению свободного конца упругого чувствительного элемента, связанного с указательной стрелкой. В качестве упругих чувствительных элементов используются мембраны, мембранные коробки и трубчатые пружины.

На рис. 1.6 показано устройство манометра с трубчатой пружиной (пружинный манометр). Измеряемое давление через штуцер **1** подводится во внутреннюю полость трубчатой пружины **2**, свободный конец которой через поводок **3** и зубчатый сектор **4** соединен со стрелкой **5**. При увеличении давления пружина распрямляется, поворачивая стрелку на угол, пропорциональный приращению давления.

Большинство манометров, используемых на экспериментальных установках, отградуированы в кгс/см². Перевод их показаний в абсолютные давления, измеренные в единицах СИ, согласно табл. 1.3 должен производиться (с достаточной точностью) по формуле

$$p = p_0 + 0,0981 p_{\text{изм}}, \text{ МПа}, \quad (1.4)$$

где p_0 – атмосферное давление, МПа; $p_{\text{изм}}$ – показание манометра, кгс/см².

Могут использоваться также так называемые **образцовые** манометры. Это манометры повышенной точности, шкалы которых не отградуированы в каких-то конкретных единицах измерения давления, а просто имеют много (например, 300 или 400) равномерно расположенных делений. При этом значение избыточного давления $p_{\text{пред}}$, кгс/см², которому соответствует отклонение стрелки

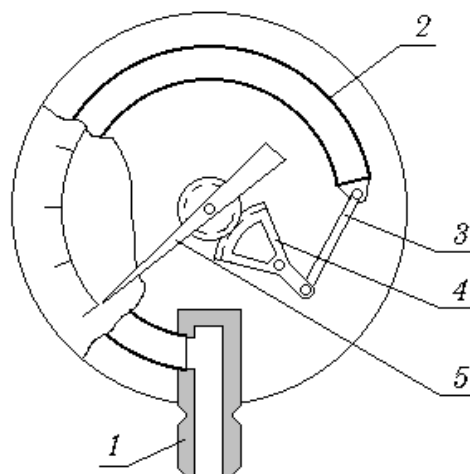


Рис. 1.6. Манометр с трубчатой пружиной

манометра на всю шкалу до последнего деления $N_{\max}$, указано на циферблате манометра. Тогда, если стрелка манометра отклонилась на N делений шкалы, то соответствующее избыточное давление равно

$$p_{\text{изм}} = p_{\text{пред}} \frac{N}{N_{\max}}, \text{ кгс/см}^2$$

и, следовательно, данному показанию манометра соответствует абсолютное давление

$$p = p_0 + 0,0981 p_{\text{пред}} \frac{N}{N_{\max}}, \text{ Мпа} \quad (1.5)$$

Манометры прямого действия отличаются простотой и надежностью, однако они не обеспечивают дистанционную передачу показаний, что усложняет их использование в автоматизированных системах сбора и обработки информации.

Для обеспечения дистанционной передачи показаний создаются **измерительные преобразователи** с упругими чувствительными элементами, вырабатывающими электрический сигнал, пропорциональный деформации упругого элемента.

Наиболее распространенными типами измерительных преобразователей являются потенциометрические (реостатные) и индуктивные.

В **потенциометрическом** преобразователе (рис. 1.7) перемещение упругого элемента **1** вызывает перемещение подвижного контакта **2** вдоль реостатной обмотки **3**. К клеммам **5** и **6** подводится стабилизированное напряжение питания, а с клемм **4** и **5** снимается выходное напряжение, линейно зависящее от деформации упругого элемента **1**, пропорциональной воздействию на него перепаду давлений.

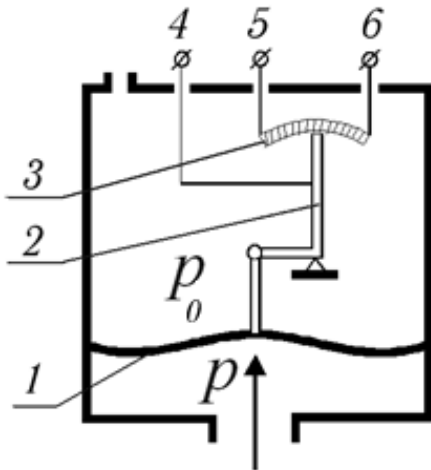


Рис. 1.7. Потенциометрический преобразователь давления

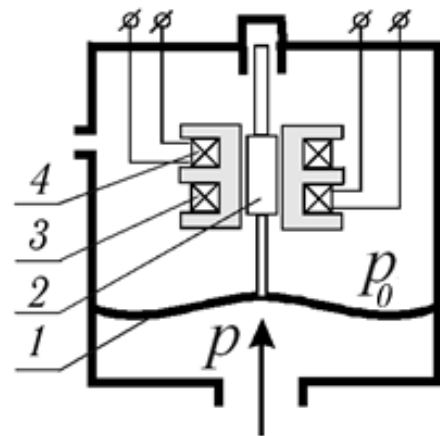


Рис. 1.8. Индуктивный преобразователь давления

В **индуктивном** преобразователе (рис. 1.8) перемещение (деформация) упругого элемента **1** передается сердечнику **2**, находящемуся внутри катушки **3**, питаемой от стабилизированного источника переменного тока. При этом меняется взаимная индуктивность катушки **3** и катушки **4**, включенной в электрическую цепь измерительного прибора.

Измерение колебаний давления

Для измерения колебаний давления газа при экспериментальных исследованиях авиационных ГТД применяются, в основном, индуктивные, пьезо-

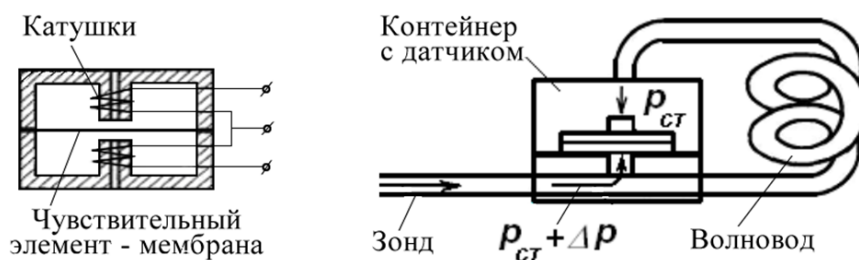


Рис. 1.9. Схема индуктивного датчика пульсаций давления и его подключение через волновод

электрические и др. датчики пульсаций давления.

Индуктивные датчики обычно состоят из двух симметричных частей, разделенных мембраной (например, датчик ДМИ, рис. 1.9). Прогиб мембраны является мерой измеряемого давления.

Электрическая схема датчика ДМИ содержит две катушки, включенные по схеме измерительного полумоста.

Датчики ДМИ используются в области низких частот для исследования газодинамической устойчивости ГТД (помпаж, виброгорение и т.п.).

Принцип измерения заключается в следующем. Избыточное полное давление (статическое плюс переменное) через зонд поступает в полость "давление" датчика и далее по волноводу — в полость "противодавление". Проходя через волновод, переменное давление практически полностью сглаживается и в полость "противодавление" поступает только статическое давление. В результате статическое давление, поступая в обе полости датчика, компенсируется, и на мембрану действует только переменное давление. Мембрана деформируется и изменяет воздушные зазоры магнитных цепей катушек. При этом индуктивное сопротивление одной катушки увеличивается, а другой — уменьшается на величину, пропорциональную перемещению мембраны. Изменение индуктивных сопротивлений катушек приводит к разбалансу измерительного моста. Напряжение разбаланса моста пропорционально изменению сопротивления плеч, а, следовательно, и измеряемому давлению.

1.2.3. Методы и средства измерения скорости газового потока

Определение скорости основано на сопоставлении полного и статического давлений газового потока, измеренных по возможности в одной и той же его точке, или статического давления, измеренного в той точке, где необходимо определить скорость, и полного давления, измеренного в точке, расположенной выше по потоку, если потери полного давления на участке между этими двумя точками практически отсутствуют.

Одним из возможных устройств для измерения скорости газового потока является **комбинированный насадок**, изображенный на рис. 1.10. Ось насадка должна быть параллельна вектору скорости газа (допустимые отклонения от этого условия обычно составляют не более 10...15°). Центральное отверстие в носке насадка воспринимает полное давление потока газа, а боковое – статическое давление. Их разность воспринимается каким-либо дифференциальным манометром. При сверхзвуковых скоростях потока перед насадком возникает прямой скачок уплотнения. В этом случае в измеренные значения p и p^* необходимо ввести поправки, учитывающие потери в скачке, и провести дальнейшие расчеты с учетом этих поправок.

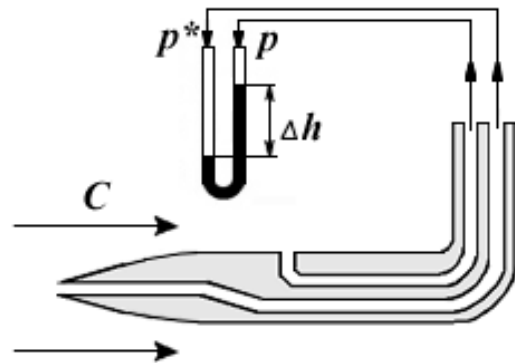


Рис. 1.10. Комбинированный насадок

На самолете или вертолете для измерения скорости полета используются так называемые **приемники воздушного давления** (ПВД или трубка Пито), устройство которых аналогично такому комбинированному насадку.

Как известно, связь между полным давлением газа p^* , статическим давлением p и скоростью газа c определяется уравнением Бернулли

$$\int_p^{p^*} \frac{dp}{\rho} = \frac{c^2}{2}. \quad (1.6)$$

Если скорость газа мала ($M \leq 0,25$), его сжимаемостью можно пренебречь, т.е. считать плотность газа постоянной. В этом случае из уравнения (1.6) следует, что

$$\frac{p^* - p}{\rho} = \frac{c^2}{2}, \quad (1.7)$$

откуда

$$c = \sqrt{2 \frac{p^* - p}{\rho}}, \quad (1.8)$$

т.е. измерение **малых** скоростей потока при известной плотности газа ρ сводится к измерению разности между его полным и статическим давлениями.

Указатели так называемой **приборной** скорости, установленные в кабине пилота самолета или вертолета, преобразуют деформацию мембраны под действием разности давлений $p^* - p$ в отклонение стрелки прибора при условии, что плотность воздуха соответствует стандартным атмосферным условиям $p=760$ мм рт.ст. и $T=288$ К (т.е. $\rho=1,225$ кг/м³). Поэтому такой прибор показывает истинное значение скорости полета только в полете на уровне моря при температуре атмосферы $t \approx 15$ °С и с числом Маха $M \leq 0,25$.

При определении скорости потока газа в экспериментальных исследованиях использование аналогичных приборов в большинстве случаев неприемлемо, и приходится использовать другие методы, позволяющие учитывать конкретное значение плотности газа и его сжимаемость. Это может быть сделано, например, с использованием газодинамических функций и соответствующих таблиц газодинамических функций.

Как известно, скорость газа c связана с приведенной скоростью λ формулой

$$c = \lambda c_{кр}, \quad (1.9)$$

где $c_{кр}$ – критическая скорость, равная

$$c_{кр} = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} R T^*}. \quad (1.10)$$

Критическая скорость – это скорость в том сечении газового потока, в котором число Маха $M=1$.

Для воздуха $k=1,4$ и $R=287$ Дж/ (кг·К), поэтому

$$c_{кр} = 18,3 \sqrt{T^*}. \quad (1.11)$$

Значение приведенной скорости λ проще всего определяется (при измерении скорости) по значению однозначно с ней связанной газодинамической функции $\Pi(\lambda)$, равной, как известно,

$$\Pi \lambda = \frac{p}{p^*}, \text{ откуда } \lambda = \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left(1 - \Pi \lambda \frac{k-1}{k} \right)}, \quad (1.12)$$

Таким образом, для определения скорости в потоке сжимаемого газа с известными физическими свойствами (k и R) необходимо измерить **три** величины: полную температуру T^* , статическое давление p и полное давление p^* , определить по результатам измерений значение функции $\Pi \lambda$, а затем с помощью таблиц газодинамических функций или аналитически определить соответствующее ему значение λ . После этого значение скорости потока определяется как $c = \lambda \cdot c_{кр}$, где $c_{кр} = f(T^*)$.

Если же необходимо определить по результатам измерений приведенную скорость λ или число Маха в исследуемом потоке, то для этого достаточно измерить только значения p и p^* , определить по ним в соответствии с формулой (1.12) значение Π λ и найти (аналитически или по таблицам газодинамических функций) соответствующее значение λ или M .

Аналогичный принцип используется в бортовых указателях числа M (махметрах), устанавливаемых в кабине летчика на многих самолетах. Деформация двух мембран под воздействием давлений p и p^* преобразуется с помощью довольно сложного механизма в отклонение стрелки махметра, зависящее (нелинейно) от их отношения.

1.2.4. Методы и средства определения направления потока

Наиболее просто направление потока определяется с помощью многоканального (от двух до пяти каналов) приемника полного давления, имеющего срезы под углом кромки приемных отверстий. На рис. 1.11 показан пример двухканального приемника. Приемник крепится на подвижной штанге (которая может перемещаться по вертикали и поворачиваться вокруг своей оси – см. стрелки на рис. 1.11) и образует вместе с ней так называемый **насадок-угломер**.

Если ось x приемника расположена по отношению к потоку под некоторым углом α , то в U-образном манометре появится разность уровней жидкости Δh . Насадок необходимо повернуть относительно вертикальной оси настолько, чтобы уровни в трубках манометра сравнялись. При этом ось x приемника установится по потоку, а величина угла α может быть отсчитана по шкале (лимбу) такого прибора.

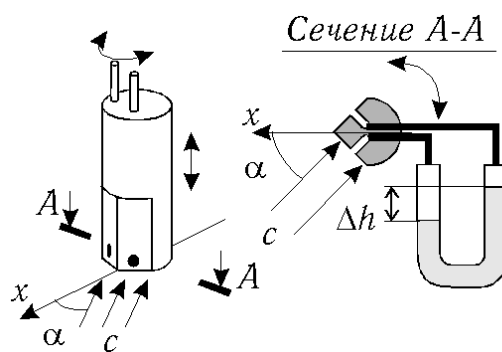


Рис. 1.11. Насадок-угломер

Перемещая насадок поперек потока, можно определить направление вектора скорости в любой точке поперечного сечения канала.

1.2.5. Методы и средства измерения расхода газа

Мерный коллектор

Для определения расхода воздуха через двигатель **на стенде** для его испытаний или через объект испытаний в мощной экспериментальной установке обычно применяются **мерные коллекторы**, подобные показанному на рис. 1.12.

Коллектор выполняется в виде цилиндрической трубы с входной частью, имеющей обычно в качестве образующей так называемую **лемнискату Бер-**

нулли, обеспечивающую плавный переход от суживающейся части коллектора к цилиндрической.

Такое профилирование входной части обеспечивает равномерное поле скоростей и минимальные потери полного давления в коллекторе. Для определения расхода необходимо в мерном сечении “м.к” коллектора определить параметры потока, входящие в известную формулу расхода

$$G_{\text{м.к}} = m \frac{p_{\text{м.к}}^*}{\sqrt{T_{\text{м.к}}^*}} F_{\text{м.к}} q \lambda_{\text{м.к}}, \quad (1.13)$$

где m – параметр, учитывающий физические свойства воздуха; $p_{\text{м.к}}^*$, $T_{\text{м.к}}^*$ – давление и температура заторможенного потока в мерном сечении коллектора; $F_{\text{м.к}}$ – площадь поперечного сечения цилиндрического участка коллектора; $q(\lambda_{\text{м.к}})$ – относительная плотность тока в мерном сечении коллектора, определяемая по газодинамической функции $\Pi(\lambda_{\text{м.к}})$.

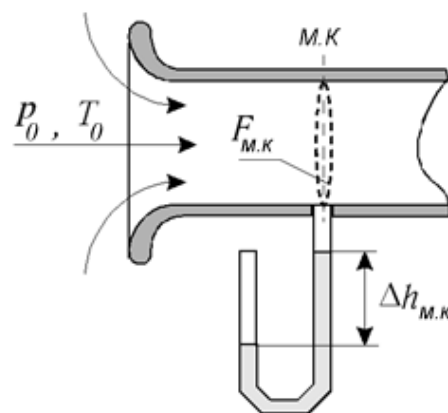


Рис. 1.12. Мерный коллектор

На практике параметры $p_{\text{м.к}}^*$ и $T_{\text{м.к}}^*$ часто не измеряют, а пользуются результатами измерений параметров окружающей среды p_0 и T_0 , если всасывание воздуха в коллектор идет из атмосферы (рис. 1.12). В этом случае формула для определения расхода с помощью мерного коллектора имеет вид:

$$G_{\text{м.к}} = \mu m \frac{p_0}{\sqrt{T_0}} F_{\text{м.к}} q \lambda_{\text{м.к}}, \quad (1.14)$$

где μ – коэффициент расхода, учитывающий неравномерность потока в мерном сечении коллектора и потери полного давления на участке от входа до сечения “м.к”.

Если коллектор спрофилирован по лемнискате Бернулли и имеет тщательно обработанные поверхности, то в нем обеспечивается практически равномерное поле скоростей и пренебрежимо малые потери полного давления ($\mu=1$), что позволяет вычислять расход по более простой формуле

$$G_{\text{м.к}} = m \frac{p_0}{\sqrt{T_0}} F_{\text{м.к}} q(\lambda_{\text{м.к}}). \quad (1.15)$$

Такой коллектор может использоваться в качестве эталонного прибора при тарировке расходомеров других типов, рассматриваемых ниже.

Относительную плотность тока $q \lambda_{\text{м.к}}$ в этом случае определяют, используя значение газодинамической функции

$$\Pi \lambda_{\text{м.к}} = \frac{p_{\text{м.к}}}{p_{\text{м.к}}^*} = 1 - \frac{\Delta p_{\text{м.к}}}{p_{\text{м.к}}^*} = 1 - \frac{\Delta p_{\text{м.к}}}{p_0}, \text{ где } \Delta p_{\text{м.к}} = 9,81 \cdot \Delta h_{\text{м.к}}.$$

Суживающие поток устройства

Применение мерных коллекторов для определения расхода жидкостей и газов, протекающих в **закрытых** трубопроводах, часто связано со значительными техническими трудностями. Поэтому в таких случаях в качестве расходомеров используются суживающие поток устройства: **мерные диафрагмы**, **мерные сопла** и **трубки Вентури** (рис. 1.13).

Данные устройства создают в канале местное сужение потока, вследствие чего скорость газа повышается, а его статическое давление понижается. Таким образом, на суживающем устройстве возникает перепад давлений, который может служить мерой расхода газа.

Рассмотрим связь между расходом G и перепадом давлений Δp на таком

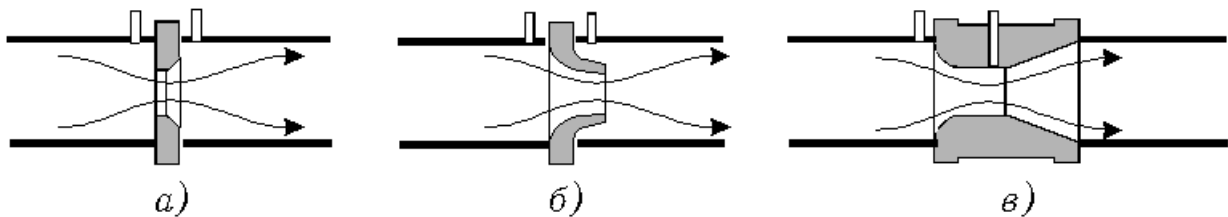


Рис. 1.13. Суживающие поток устройства:

a – мерная диафрагма, b – мерное сопло, $в$ – трубка Вентури

устройстве на примере **мерной диафрагмы** (рис. 1.14). Если принять, что давление, измеряемое в сечении **1**, есть полное давление в этом сечении ($p_1 = p_1^*$), а в сечении **2** измеряется статическое давление в выходящей из отверстия диафрагмы струе, то при отсутствии потерь скорость **несжимаемого** ($\rho = \text{const}$) потока в сечении **2** может быть определена по формуле (1.8), т.е.

$$c_2 = \sqrt{2 \frac{p_1 - p_2}{\rho}}.$$

Полагая площадь сечения струи F_2 равной площади отверстия диафрагмы F_0 (рис. 1.14), получим

$$G = F_2 c_2 \rho = F_0 \sqrt{2 \rho \Delta p}, \quad (1.16)$$

где $\Delta p = p_1 - p_2$.

Но в действительности:

– измеряемое давление p_1

меньше полного давления p_1^* ;

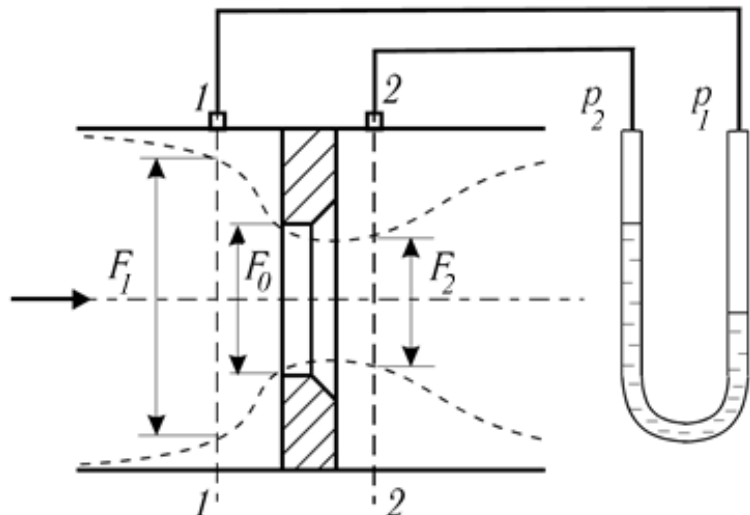


Рис. 1.14. К выводу формулы расхода для мерной диафрагмы

- давление p_2 измеряется не в самой струе;
- сечение струи F_2 меньше площади отверстия диафрагмы F_0 ;
- течение сопровождается гидравлическими потерями.

Эти обстоятельства на практике учитываются **коэффициентом расхода** μ , а формула расхода для мерной диафрагмы принимает вид:

$$G = \mu F_0 \sqrt{2\rho\Delta p}. \quad (1.17)$$

Для каждой мерной диафрагмы конкретной конструкции и с конкретными геометрическими параметрами значение коэффициента расхода определяется посредством её **тарировки**, т.е. сравнения результатов измерения расхода диафрагмой и более точным прибором, служащим эталоном. Часто в качестве эталона используется лемнискатный мерный коллектор (рис. 1.12).

Формула (1.17) может использоваться также при измерении расхода с помощью мерных сопел или трубок Вентури (рис. 1.13б и рис. 1.13в) с соответствующей тарировкой, причем в этих случаях значения μ оказываются заметно ближе к единице, чем для мерной диафрагмы.

При использовании формулы (1.17) необходимо произвести дополнительные измерения давления и температуры газа для определения его плотности. Кроме того, формула (1.17) получена из уравнения (1.7), справедливого только для случая, когда сжимаемость среды незначительна. Это практически соответствует действительности, если число Маха в минимальном сечении дроссельного устройства не превышает примерно 0,25. При более высоких скоростях струи необходимо учитывать зависимость коэффициента расхода μ от числа Маха или же использовать известную формулу расхода, включающую газодинамическую функцию $q \lambda$.

Так, например, **для трубки Вентури** (рис. 1.15) расход газа может быть определен по формуле, аналогичной формуле (1.14), а именно

$$G = \mu m \frac{p_1^*}{\sqrt{T_1^*}} F_M q \lambda_M, \quad (1.18)$$

где m – размерный коэффициент, зависящий от рода газа;

F_M – площадь мерного (минимального) сечения сопла;

$q(\lambda_M)$ – относительная плотность тока в мерном сечении, определяемая через функцию П $\lambda_M = p_M^* / p_1^*$ по измеренным значениям p_1^* и p_M в предположении о

том, что $p_1^* = p_M^*$;

μ – коэффициент расхода, учитывающий трение ($p_1^* \neq p_M^*$) и неравномерность поля скоростей (довольно близкий к единице).

При этом для определения расхода газа необходимо измерить три величины – p_1^* , T_1^* и p_M .

Если же заведомо известно, что при данном расходе газа скорость его в минимальном сечении трубки Вентури равна скорости звука, то она превращается в сопло Лавеля (скорость потока за мерным сечением может при этом превысить скорость звука) и в этом случае её называют критическим мерным соплом. Тогда $q(\lambda_m)=1,0$ и формула для определения расхода газа приобретает вид

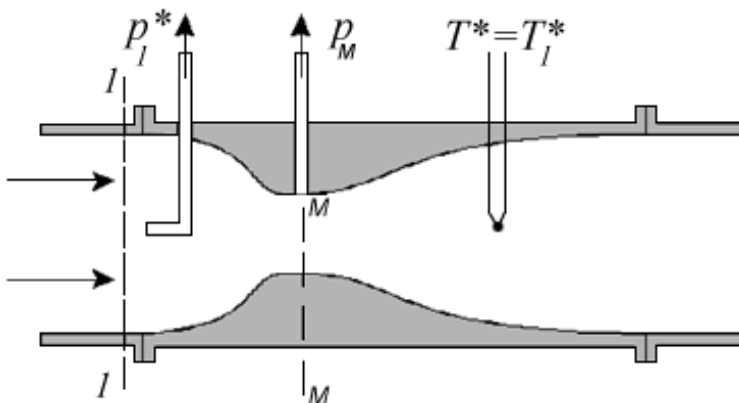


Рис. 1.15. Измерение расхода в трубке Вентури

$$G = \mu m \frac{p_1^*}{\sqrt{T_1^*}} F_M. \quad (1.19)$$

Следовательно, в этом случае для определения расхода газа достаточно измерить только p_1^* и T_1^* .

Особенности измерения расхода жидкостей

Для определения расхода жидкостей могут быть использованы методы, применяемые при определении расхода газа, например измерение расхода с помощью суживающих поток устройств. Вместе с тем применяются и специальные способы, наиболее распространенными из которых являются:

- 1) **объемный** способ, сущность которого состоит в измерении времени расходования определенного объема жидкости;
- 2) **массовый** способ, при котором измеряется время расходования определенной массы жидкости в сосуде, помещенном на весовом устройстве;
- 3) **тахометрический** способ, основанный на введении в поток жидкости крыльчатки (вертушки), вращение которой передается на измеритель частоты вращения, служащей мерой расхода.

1.3. Описание лабораторной установки

В данной лабораторной работе в табл. 1.4 и табл. 1.5 приведены параметры потока воздуха и газа в проточной части двухконтурного двухвального турбореактивного двигателя со смешением потоков (ТРДДсм). На рис. 1.16 в качестве примера такого типа двигателя приведена схема двигателя ПС-90А.

Схема системы измерения параметров ТРДДсм представлена на рис. 1.17.

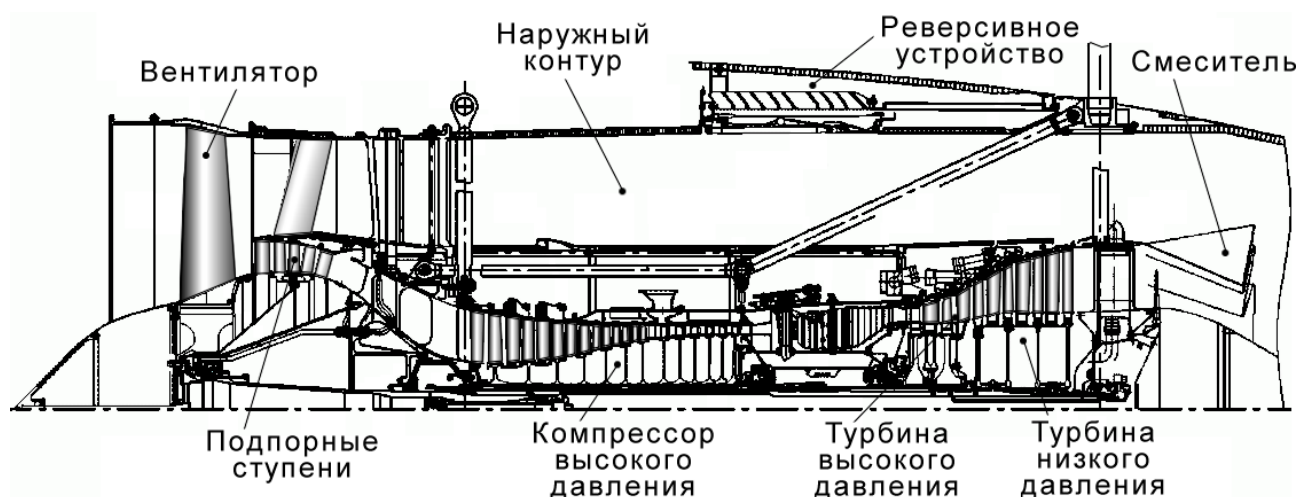


Рис. 1.16. Схема двухконтурного двигателя со смешением потоков

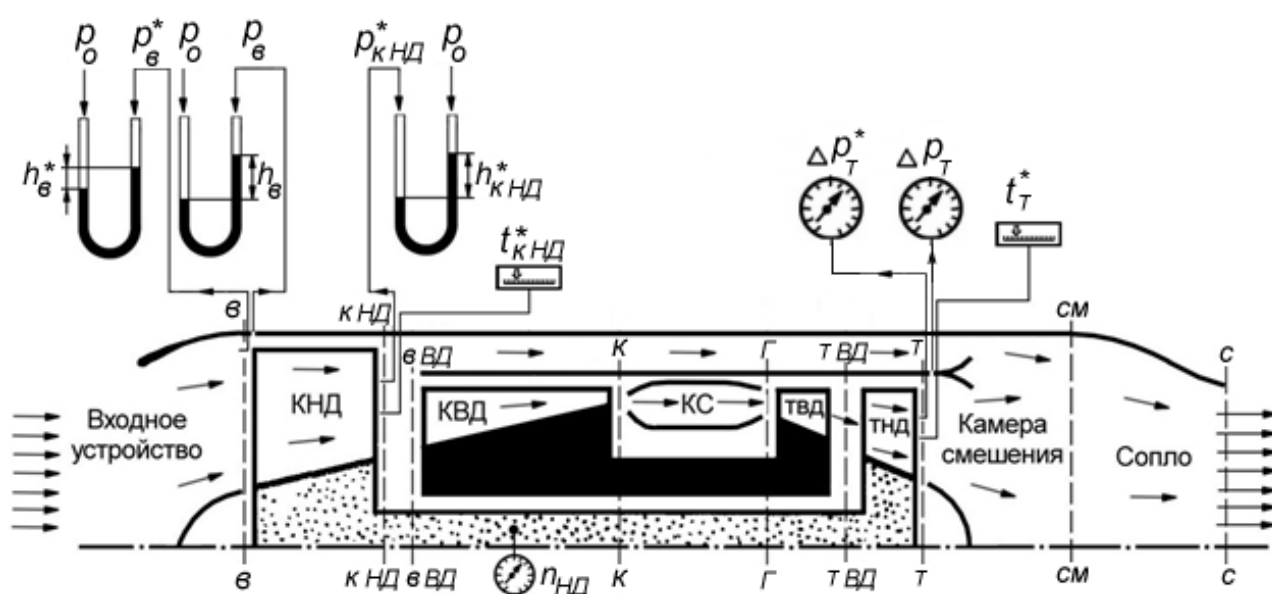


Рис. 1.17. Схема системы измерения параметров ТРДДсм

1.4. Порядок обработки результатов эксперимента

Используя результаты измерений (табл. 1.4 и табл. 1.5) параметров потока воздуха и газа в различных сечениях проточной части двухконтурного двигателя со смешением потоков (ТРДДсм), в которых установлены датчики давлений и температуры (рис. 1.17), следует определить следующие параметры:

а). В сечении (в – в) на входе в компрессор двигателя:

1. Статическое давление воздуха на входе в компрессор двигателя

$$p_v = p_0 + h_v \cdot 9.81, \text{ Па},$$

где $p_0 = B_0$ 133.2, Па - барометрическое давление наружного воздуха в Па;

$B_0=760$ мм рт.ст. - барометрическое давление наружного воздуха в мм рт.ст.
(1 мм рт.ст.=133.2 Па);

h_b - избыточное над атмосферным статическое давление воздуха в мм вод. ст.
на входе в компрессор двигателя, приведенное в табл. 1.4 и табл. 1.5,
(1 мм вод.ст.=9.81 Па).

Таблица 1.4

Вариант	1	2	3	4	5	6	7
$n_{нд}$	0,75	0,775	0,8	0,825	0,85	0,875	0,9
h_b , мм вод.ст.	-1271,9	-1351,5	-1435,4	-1528,5	-1621,9	-1725,6	-1836,1
h^*_{b} , мм вод.ст.	-42,2	-42,2	-42,2	-42,2	-42,2	-42,2	-42,2
$t^*_{кнд}$, °C	46,4	49,6	53	56,5	60	63,7	67,2
$h^*_{кнд}$, мм рт.ст.	282,2	315,5	351,1	388,2	426	464,7	504,8
Δp^*_t , дел.шкалы	44,6	55,8	65,2	75,6	87,8	98	109,7
Δp_t , дел.шкалы	15,7	24,5	30,7	37,7	46,3	52,5	60,4
t^*_t , °C	460,2	472,4	485,7	501,6	518,7	534,5	550,3

Таблица 1.5

Вариант	8	9	10	11	12	13
$n_{нд}$	0,925	0,95	0,975	1	1,025	1,05
h_b , мм вод.ст.	-1953,4	-2071,7	-2198,2	-2326,8	-2447,4	-2568,8
h^*_{b} , мм вод.ст.	-42,2	-42,2	-42,2	-42,2	-42,2	-42,2
$t^*_{кнд}$, °C	70,9	74,6	78,4	81,9	85,3	88,8
$h^*_{кнд}$, мм рт.ст.	544,9	585	624,4	662,2	697,8	730,3
Δp^*_t , дел. шкалы	121,4	132,4	143,7	154,3	164,7	174,2
Δp_t , дел. шкалы	68	74,6	81,9	88,3	94,5	99,3
t^*_t , °C	566,3	582,6	597,9	612,9	629,3	645,3

Примечание: При вычислении p_b и ниже p^*_b необходимо учитывать знаки h_b и h^*_{b} , указанные в табл. 1.4 и табл. 1.5.

2. Полное давление воздуха (давление заторможенного потока воздуха) на входе в компрессор двигателя

$$p^*_B = p_0 + h^*_B \cdot 9.81, \text{ Па},$$

где h^*_B – избыточное над атмосферным полное давление в мм вод.ст. на входе в компрессор двигателя, приведенное в табл. 1.4 и табл. 1.5.

3. Значение газодинамической функции $\Pi \lambda_B$ на входе в компрессор двигателя

$$\Pi \lambda_B = \frac{p_B}{p^*_B}.$$

4. Приведенную скорость на входе в компрессор двигателя

$$\lambda_B = \frac{k+1}{k-1} \sqrt{1 - \Pi \lambda_B^{\frac{k-1}{k}}},$$

где $k=1.4$ – показатель адиабаты для воздуха.

5. Значения следующих газодинамических функций на входе в компрессор двигателя:

– относительной температуры $\tau \lambda_B = \frac{T_B}{T^*_B} = 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_B^2;$

– относительной плотности $\varepsilon \lambda_B = \frac{\rho_B}{\rho^*_B} = \tau \lambda_B^{\frac{1}{k-1}};$

– относительной плотности тока $q \lambda_B = \frac{c_B \rho_B}{(c\rho)_{кр}} = \lambda_B \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \varepsilon \lambda_B.$

6. Полную температуру воздуха (температуру заторможенного потока воздуха) на входе в компрессор двигателя

$$T^*_B = t^*_B + 273 = t_0 + 273, \text{ К}, \text{ где } t_0 = 15^\circ \text{С}.$$

7. Осевую скорость воздуха на входе в компрессор двигателя

$$c_{aB} = \lambda_B \sqrt{2 \frac{k}{k+1} R T^*_B}, \text{ м/с},$$

где $R=287,05 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ – газовая постоянная воздуха.

8. Расход воздуха через сечение $(\varphi - \varphi)$ на входе в компрессор двигателя

$$G_B = m \frac{p^*_B}{T^*_B} q(\lambda_B) F_B, \text{ кг/с},$$

где $m = 0.0404 \frac{\text{кг}\cdot\text{К}}{\text{Дж}}^{0.5}$ – размерный коэффициент, зависящий от показателя адиабаты и газовой постоянной воздуха; $F_B=2.099 \text{ м}^2$ – площадь проточной части на входе в двигатель.

б). В сечении (кНД – кНД) за компрессором низкого давления:

1. Полное давление воздуха за компрессором низкого давления

$$p^*_{кНД} = B_0 + h^*_{кНД} \cdot 133.2, \text{ Па}.$$

2. Полную температуру (температуру заторможенного потока воздуха) за компрессором низкого давления

$$T^*_{кНД} = t^*_{кНД} + 273, \text{ К}.$$

3. Относительную плотность тока за компрессором низкого давления

$$q \lambda_{\text{к НД}} = \frac{G_{\text{в}} T_{\text{к НД}}^*}{m p_{\text{к НД}}^* F_{\text{к НД}}},$$

где $F_{\text{к НД}} = 1.581 \text{ м}^2$ – площадь проточной части на выходе из компрессора низкого давления.

4. Приведенную скорость $\lambda_{\text{к НД}}$ за компрессором низкого давления следует определить по значению $q \lambda_{\text{к НД}}$, используя таблицы газодинамических функций (прил. 1).

5. Значение газодинамической функции за компрессором низкого давления

$$\Pi \lambda_{\text{к НД}} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{\text{к НД}}^2\right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

6. Осевую скорость воздуха за компрессором низкого давления

$$c_{\text{а к НД}} = \lambda_{\text{к НД}} \sqrt{2 \frac{k}{k+1} R T_{\text{к НД}}^*}, \text{ м/с.}$$

в). В сечении (т - т) на выходе из турбины (турбины низкого давления):

1. Статическое давление газа на выходе из турбины

$$p_{\text{т}} = B_0 + k \cdot \Delta p_{\text{т}} \cdot 133.2, \text{ Па,}$$

где $k=3.923$ – коэффициент, учитывающий цену деления образцового манометра.

2. Полное давление газа на выходе из турбины

$$p_{\text{т}}^* = (B_0 + k \cdot \Delta p_{\text{т}}^*) \cdot 133.2, \text{ Па.}$$

3. Значение газодинамической функции на выходе из турбины

$$\Pi \lambda_{\text{т}} = \frac{p_{\text{т}}}{p_{\text{т}}^*}.$$

4. Приведенную скорость $\lambda_{\text{т}}$ (число лямбда) на выходе из турбины

$$\lambda_{\text{т}} = \frac{k_{\text{т}}+1}{k_{\text{т}}-1} \sqrt{1 - \Pi \lambda_{\text{т}}^{\frac{k_{\text{т}}-1}{k_{\text{т}}}}},$$

где $k_{\text{т}}=1.33$ – показатель адиабаты для газа.

5. Температуру заторможенного потока газа на выходе из турбины

$$T_{\text{т}}^* = t_{\text{т}}^* + 273, \text{ К.}$$

6. Осевую скорость газа на выходе из турбины

$$c_{\text{а т}} = \lambda_{\text{т}} \sqrt{2 \frac{k_{\text{т}}}{k_{\text{т}}+1} R_{\text{т}} T_{\text{т}}^*}, \text{ м/с,}$$

где $R_{\text{т}} = 287,4 \text{ Дж/(кг·К)}$ – газовая постоянная газа.

1.5. Отчетность по лабораторной работе

Отчет по лабораторной работе должен содержать:

1. Протокол, содержащий изложенный в пункте 1.4 алгоритм обработки результатов эксперимента и результаты расчетов по этому алгоритму.

2. Несколько графиков (по указанию преподавателя), построенных с использованием полученных расчетом численных зависимостей $p_{\varepsilon} = f(n_{\text{нд}})$,

$$p_{\text{кнд}}^* = f(n_{\text{нд}}), \quad p_{\text{т}} = f(n_{\text{нд}}), \quad p_{\text{т}}^* = f(n_{\text{нд}}), \quad p_{\text{кнд}}^* = f(n_{\text{нд}}), \quad c_{\varepsilon} = f(n_{\text{нд}}), \quad c_{\text{кнд}} = f(n_{\text{нд}}), \\ c_{\text{т}} = f(n_{\text{нд}}), \quad G_{\varepsilon} = f(n_{\text{нд}}), \quad T_{\text{кнд}}^* = f(n_{\text{нд}}), \quad T_{\text{т}}^* = f(n_{\text{нд}}).$$

1.6. Контрольные вопросы для защиты лабораторной работы

1. Перечислите физические явления, используемые при измерениях температуры.
2. С чем связана необходимость тарировки показаний термопар?
3. Какие приборы называются манометрами, вакуумметрами и барометрами? Какие параметры измеряются ими?
4. Чем различаются приемники полного и статического давлений?
5. Каким образом можно измерить скорость движения газа?
6. Как можно определить направление потока газа?
7. Что нужно измерить для определения расхода воздуха в мерном коллекторе?
8. В каких случаях для измерения расхода газа используются суживающие поток устройства?
9. Как определяется расход газа через трубку Вентури?

Лабораторная работа № 2

Экспериментальное определение параметров многоступенчатого осевого компрессора при его работе в системе авиационного ГТД (4 часа)**2.1. Цель и содержание работы**

1. Изучение особенностей характеристик осевых компрессоров.
2. Ознакомление с устройством экспериментального стенда и методикой определения параметров многоступенчатого осевого компрессора при его работе в системе ТРДДсм.
3. Освоение методики обработки результатов экспериментального определения параметров потока воздуха в проточной части компрессора ТРДДсм с целью определения параметров его каскадов.
4. Построение рабочих линий на характеристиках каскадов компрессора ТРДДсм.

2.2. Общие сведения

Характеристикой компрессора называется зависимость степени повышения давления π_k^* и коэффициента полезного действия η_k^* от приведенного расхода воздуха $G_{в.пр}$ или $q \lambda_v$ и приведенной частоты вращения $n_{пр}$ или её относительного значения $\bar{n}_{пр}$.

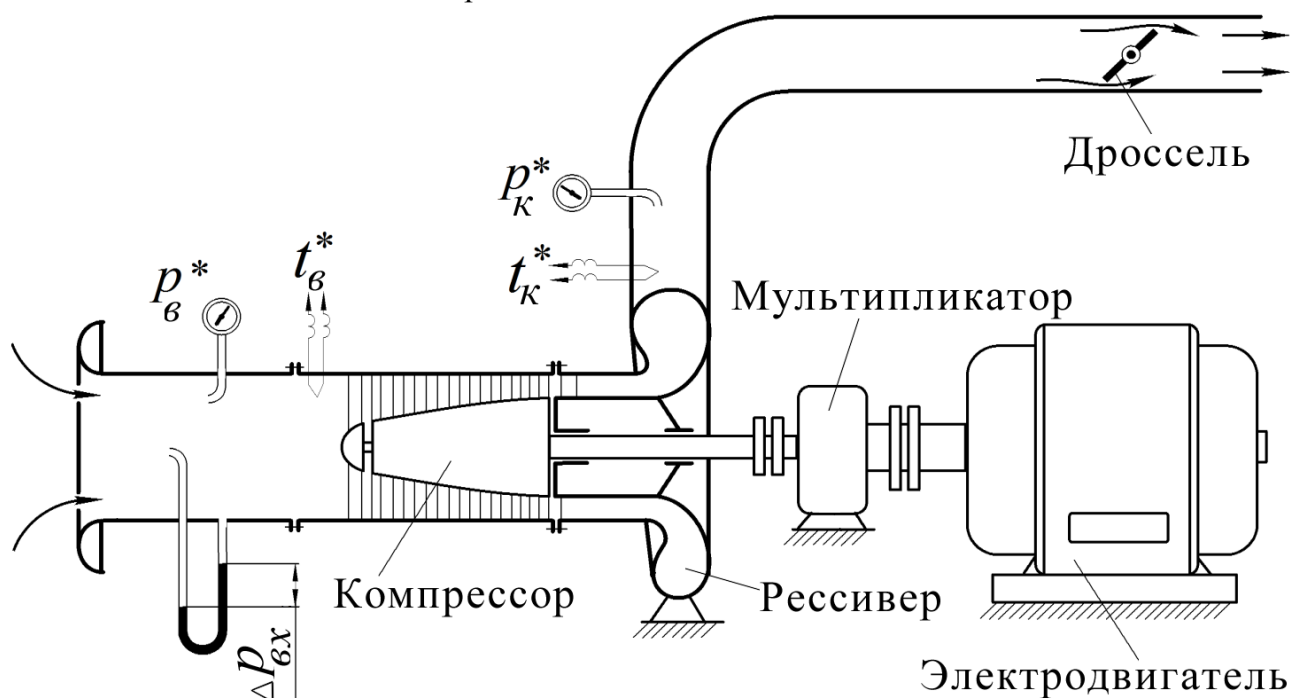


Рис. 2.1. Схема стенда для испытаний осевого компрессора

Представление характеристик компрессора с использованием приведенных параметров обеспечивает её неизменность при изменении условий полёта.

Характеристики компрессора экспериментально определяются на специальном стенде, схема которого представлена на рис. 2.1. На таком стенде в процессе эксперимента можно независимо изменять частоту вращения ротора компрессора с помощью электродвигателя и расход воздуха через компрессор с помощью дросселя за ним.

Типовой вид характеристики нерегулируемого многоступенчатого осевого компрессора показан на рис. 2.2. Каждая линия на этой характеристике, соответствующая постоянному значению $n_{пр}$, называется напорной линией или **напорной кривой**.

Рассмотрим **протекание напорных кривых** на характеристике компрессора и влияние на них изменения частоты вращения (окружной скорости).

На рис. 2.3 представлены напорные кривые при двух значениях приведенной частоты вращения.

Пусть при приведенной частоте вращения $n_{пр1} = \text{const}$ на режиме работы компрессора, соответствующем точке **A**, одна из средних ступеней компрессора работает с углами атаки на лопатках рабочего колеса (РК), равными нулю при значении осевой скорости на входе в него $c_a = c_{a0}$. Если увеличить расход воздуха через компрессор, например, путем открытия дросселя, стоящего за компрессором (рис. 2.1), то осевая скорость воздуха c_a на входе в РК возрастет до значения $c_a > c_{a0}$, соответствующего точке **B** на рис. 2.3.

Но угол β_2 на выходе из РК при этом изменится мало и поэтому закрутка воздуха в РК ΔW_u , как видно из сравнения треугольников скоростей в точке **A** и **B**, уменьшится.

Так как работа, затрачиваемая на вращение колеса в каждой элементарной ступени компрессора, пропорциональна ΔW_u и равна $L_u = u \Delta W_u$, то при $n_{пр} = \text{const}$ (а значит и $u = \text{const}$) она уменьшится. Значит, уменьшится адиабатная работа сжатия воздуха в ступени $L_{ад,ст}^* \approx L_u$ и $\pi_{ст}^*$, т. к.

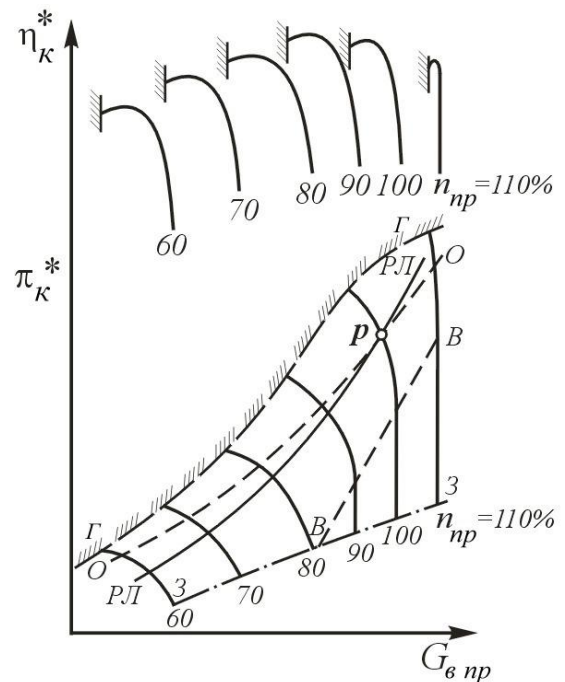


Рис. 2.2. Характеристика осевого компрессора

$$L_{\text{ад.ст}}^* = c_p T_1^* \pi_{\text{ст}}^{*\frac{k-1}{k}} - 1.$$

То же самое произойдет и в других ступенях компрессора. В результате степень повышения давления в компрессоре в целом упадет, и режим его работы будет соответствовать точке **B**.

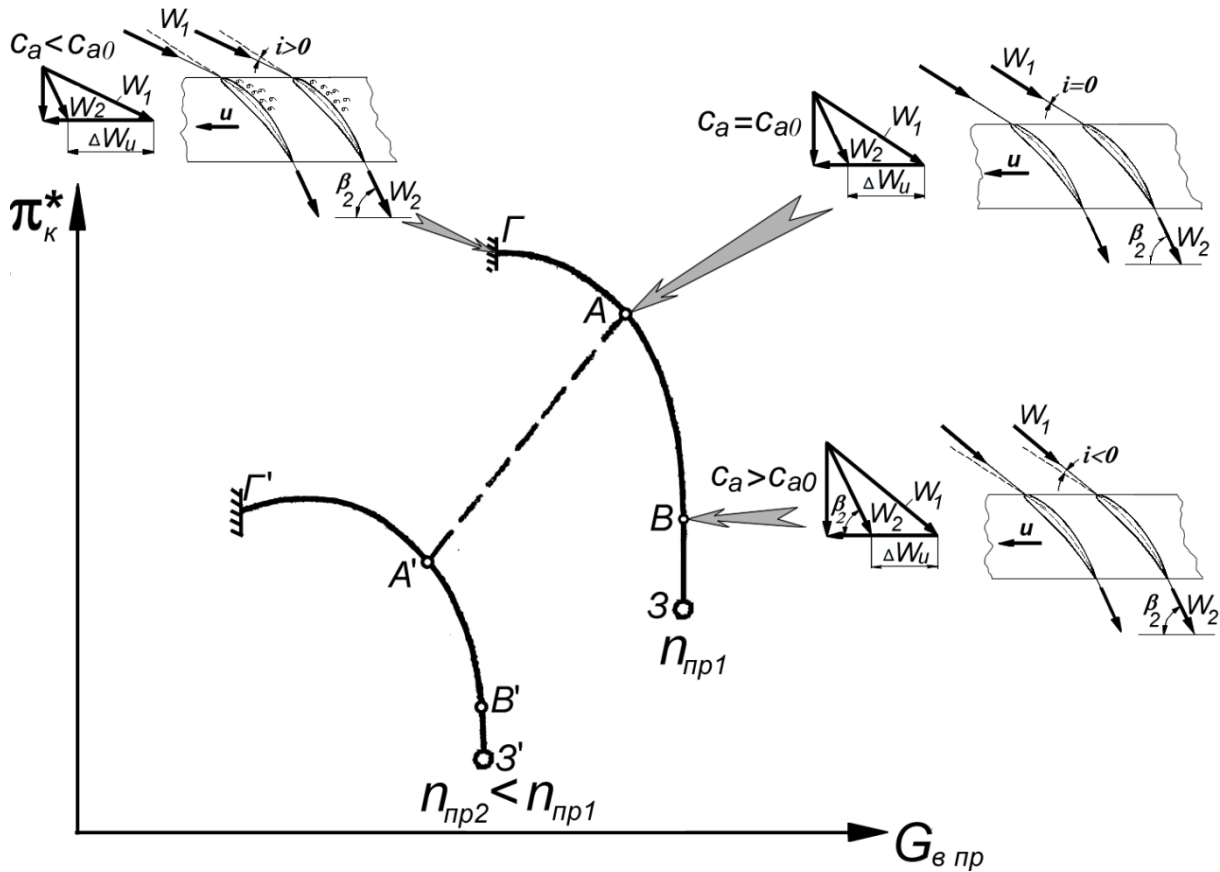


Рис. 2.3. Напорные кривые осевого компрессора

При повышенных значениях $\bar{n}_{пр}$ (обычно при $\bar{n}_{пр}$ больше $\approx 0,8$) относительная скорость воздуха в горловинах межлопаточных каналов первых ступеней при увеличении расхода воздуха может достичь скорости звука, и тогда точка **B** окажется расположенной на границе "запирания" компрессора по входу. Дальнейшее открытие дросселя за компрессором уже не будет приводить к увеличению расхода воздуха $G_{в}$. Но по мере открытия дросселя давление и соответственно плотность воздуха перед ним будут понижаться, а скорость — возрастать. Следовательно, π_K^* будет продолжать снижаться до тех пор, пока вследствие роста осевой скорости не возникнет (в точке **З**) "запирание" компрессора по выходу.

Если, наоборот, путем прикрытия дросселя уменьшать расход воздуха по сравнению с соответствующим точке **A**, то вследствие уменьшения осевой ско-

рости закрутка воздуха в РК каждой ступени будет возрастать (рис. 2.3). Соответственно будут расти и значения работы L_k , затраченной на вращение компрессора в целом, и π_k^* до тех пор, пока (в точке Γ) не возникнет неустойчивая работа компрессора из-за срывов потока на его лопатках, вызванных чрезмерным увеличением углов атаки. Иногда еще до этого π_k^* перестает расти (несмотря на возрастание L_k) из-за существенного возрастания гидравлических потерь в лопаточных венцах компрессора при увеличении углов атаки.

Рассмотрим далее, как повлияет на положение напорной кривой снижение частоты вращения, т.е. переход от $n_{пр1}$ к $n_{пр2} < n_{пр1}$. Пусть дроссель за компрессором находится в том же положении, которое соответствовало на рис. 2.3 точке A при $n_{пр} = n_{пр1}$, а частота вращения уменьшилась до $n_{пр2}$. Из-за снижения частоты вращения окружная скорость и соответственно работа $L_u = u \Delta W_u$, затрачиваемая на вращение каждой элементарной ступени (и передаваемая воздуху), уменьшится. Следовательно, уменьшатся $L_{ад.к}^*$ и π_k^* . В результате давление (а значит и плотность воздуха) перед дросселем упадут, что приведет к снижению расхода воздуха. Таким образом, режим работы компрессора переместится из точки A в точку A' с меньшими значениями π_k^* и $G_{в.пр}$. Соответственно уменьшатся значения π_k^* и $G_{в.пр}$ на границе устойчивости (в точке Γ) и на границе запираания по выходу (в точке $З$).

Характеристики многоступенчатых осевых компрессоров имеют следующие особенности:

а). Можно выделить *характерные режимы работы компрессора*, которые при различных приведенных частотах вращения показаны на рис. 2.2 соответствующими линиями:

- линия $\Gamma-\Gamma$ – граница устойчивой работы компрессора;
- линия $З-З$ – граница “запираания” компрессора по выходу, когда в горле (минимальном сечении) последнего лопаточного венца компрессора скорость потока достигает скорости звука и дальнейшее открытие дросселя за компрессором уже не влияет на режим его работы ($G_{в.пр}$, π_k^* и η_k^* не изменяются);
- линия $В-В$ – начало “запираания” компрессора по входу, когда скорость звука достигается в горле первого лопаточного венца компрессора (или одного из первых) и поэтому дальнейшее открытие дросселя за компрессором уже не может увеличить расход воздуха, а приводит только к снижению давления за

компрессором p_k^* и соответственно π_k^* (вертикальный участок напорной линии при данном значении $n_{пр}$);

– линия **O-O** – линия оптимальных режимов работы компрессора, т.е. режимов, соответствующих максимальным значениям η_k^* при каждой приведенной частоте вращения.

б). При работе компрессора в системе двигателя, ротор которого вращается с постоянной частотой, для всех схем современных авиационных ГТД каждому значению $n_{пр}$ соответствует только одно сочетание π_k^* и $G_{в.пр}$, называемое **рабочей точкой**. Например, при расчетной приведенной частоте вращения $n_{пр} = 100\%$ рабочей точкой обычно является расчетная точка **p**, соответствующая **расчетному режиму**, на котором все ступени согласованы между собой (каждая ступень работает на режиме максимума КПД) и поэтому КПД компрессора максимален (при данном значении $n_{пр}$). Линия, соединяющая рабочие точки, относящиеся к различным значениям $n_{пр}$, называется **рабочей линией** (линией рабочих режимов). На рис. 2.2 эта рабочая линия (линия **РЛ**) показана идущей (при $n_{пр} < 100\%$) ниже линии **O-O** (линии оптимальных режимов), но она может располагаться и выше неё.

в). Удаление рабочей точки от границы устойчивой работы компрессора (при данном значении $n_{пр}$) предоставляет собой **запас устойчивой работы** компрессора, который численно определяется как

$$\Delta K_y = \left(\frac{\pi_{к.г}^* / G_{в.пр.г}}{\pi_{к.раб}^* / G_{в.пр.раб}} - 1 \right) \cdot 100\%,$$

где $\pi_{к.раб}^*$ и $G_{в.пр.раб}$ – степень повышения давления и приведенный расход воздуха в рабочей точке, а $\pi_{к.г}^*$ и $G_{в.пр.г}$ – то же на границе устойчивости при том же значении $n_{пр}$.

2.3. Описание стенда и объекта испытаний

В данной лабораторной работе объектами исследования являются каскады компрессора двухконтурного турбореактивного двигателя со смешением потоков (ТРДДсм).

На рис. 2.4 в качестве примера представлена схема нерегулируемого компрессора низкого давления двигателя ПС-90А (рис. 1.16). Этот компрессор состоит из одноступенчатого вентилятора и двух подпорных ступеней.

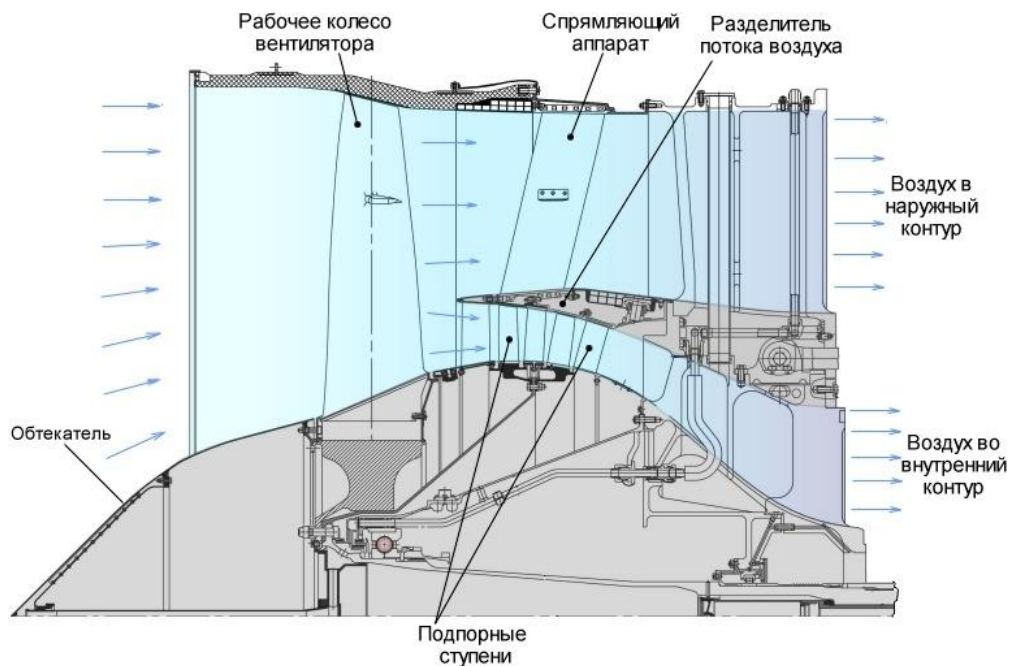


Рис. 2.4. Схема компрессора низкого давления двигателя ПС-90А

На рис. 2.5 представлена схема компрессора высокого давления этого же двигателя. Компрессор состоит из тринадцати ступеней. Для обеспечения его устойчивой работы лопатки входного направляющего аппарата и направляющих аппаратов двух первых ступеней поворотные. Кроме того, в нем также осуществляется перепуск воздуха из-за шестой и седьмой ступеней.

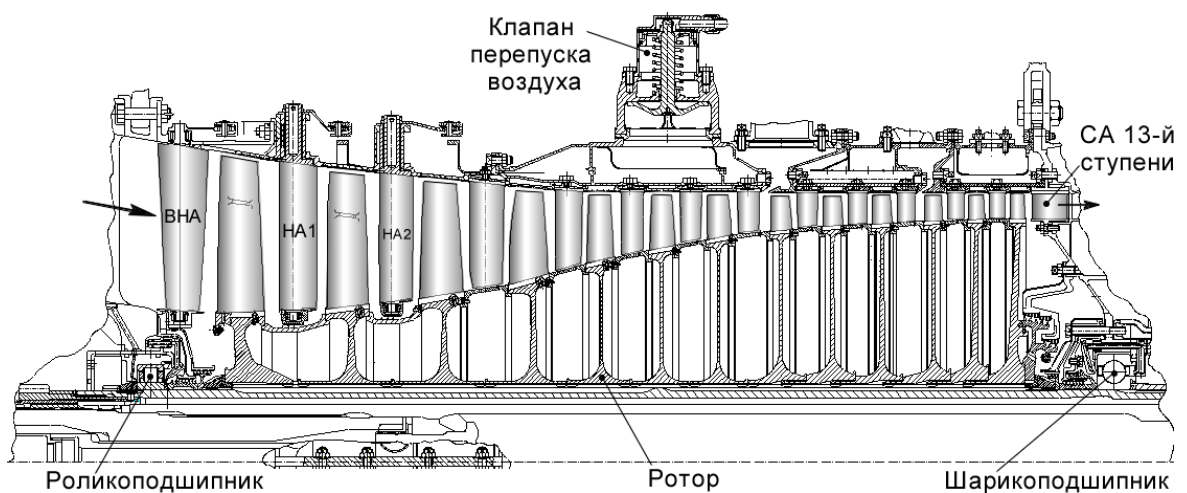


Рис. 2.5. Схема компрессора высокого давления двигателя ПС-90А

2.4. Система измерений

Для определения параметров, характеризующих режим работы и данные каскадов компрессора, на двигателе предусмотрено измерение следующих параметров воздуха (рис. 2.6).

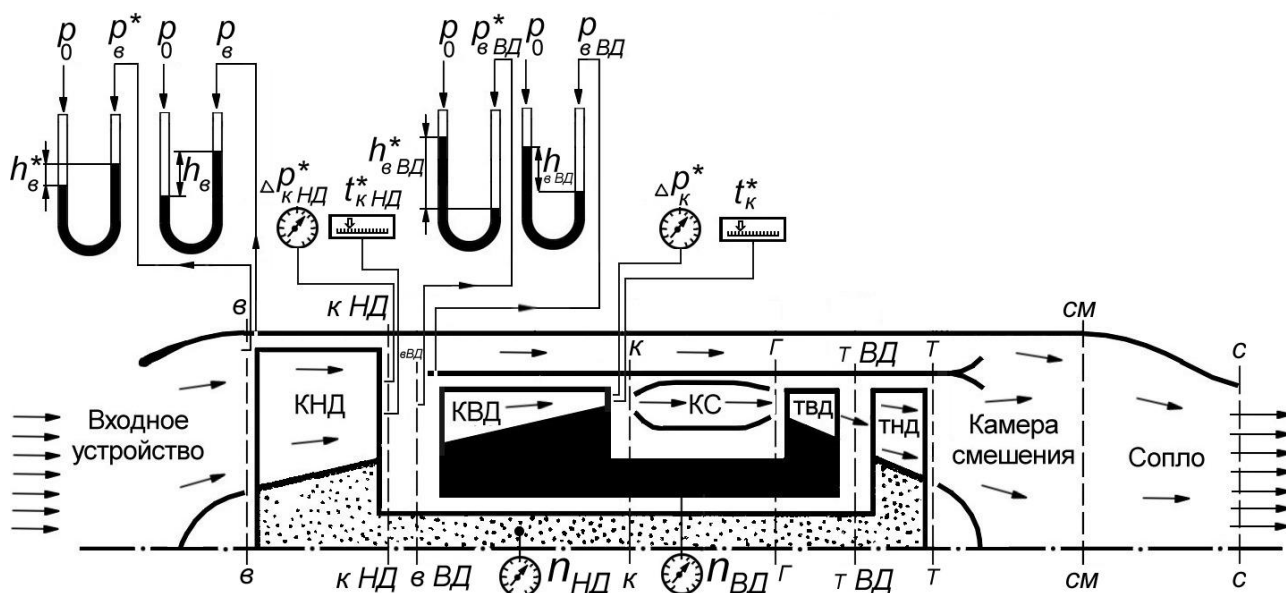


Рис. 2.6. Схема системы измерений параметров воздуха в компрессоре двухконтурного двигателя

1. Барометрическое давление наружного воздуха B_0 измеряется образцовым барометром (на схеме не показан).

2. Избыточное над атмосферным полное и статическое давления в сечении $в - в$ на входе в компрессор низкого давления измеряются U-образными водяными манометрами, а на входе в компрессор высокого давления измеряются U-образными ртутными манометрами, к одному колену которых подводится полное или статическое давление, а к другому барометрическое давление наружного воздуха p_0 .

3. Избыточное над атмосферным полное давление на выходе из компрессора низкого давления $\Delta p^*_{кНД}$ и избыточное над атмосферным полное давление на выходе из компрессора высокого давления $\Delta p^*_к$ измеряются образцовыми манометрами.

4. Температура заторможенного потока воздуха за компрессором низкого $t^*_{кНД}$ и высокого давлений $t^*_к$ измеряется тремя трехточечными экранированными термопарами типа ХК (хромель-копель) с регистрацией осредненной величины термо-ЭДС на автоматическом потенциометре.

5. Частота вращения компрессоров измеряется стендовыми ферродинамическими тахометрами повышенной точности.

Результаты измерений параметров представлены в табл. 2.1 и табл. 2.2.

Таблица 2.1

Вариант	1	2	3	4	5	6	7
$n_{\text{нд пр}}$	0,75	0,775	0,8	0,825	0,85	0,875	0,9
$n_{\text{вд пр}}$	0,917	0,924	0,931	0,939	0,948	0,956	0,965
$h_{\text{в}}, \text{мм } H_2O$	-1271,9	-1351,5	-1435,4	-1528,5	-1621,9	-1725,6	-1836,1
$h^*_{\text{в}}, \text{мм } H_2O$	-42,2	-42,2	-42,2	-42,2	-42,2	-42,2	-42,2
$t^*_{\text{кнд}}, ^\circ\text{C}$	46,4	49,6	53	56,5	60	63,7	67,2
$t^*_{\text{к}}, ^\circ\text{C}$	437,5	451,5	466,4	482,4	499,4	515,1	530,5
$\Delta p^*_{\text{кнд}},$ дел. шкалы	71,9	80,4	89,5	99	108,6	118,4	128,7
$\Delta p^*_{\text{к}},$ дел. шкалы	174,8	187,4	200,3	214,8	230,9	245,6	261,5
$h^*_{\text{ввд}}, \text{мм Hg}$	282,2	315,5	351,1	388,2	426	464,7	504,8
$h_{\text{ввд}}, \text{мм Hg}$	193,5	218,7	246	273,5	300,2	328,8	357,8

Таблица 2.2

Вариант	8	9	10	11	12	13
$n_{\text{нд пр}}$	0,925	0,95	0,975	1	1,025	1,05
$n_{\text{вд пр}}$	0,974	0,983	0,992	1	1,008	1,016
$h_{\text{в}}, \text{мм } H_2O$	-1953,4	-2071,7	-2198,2	-2326,8	-2447,4	-2568,8
$h^*_{\text{в}}, \text{мм } H_2O$	-42,2	-42,2	-42,2	-42,2	-42,2	-42,2
$t^*_{\text{кнд}}, ^\circ\text{C}$	70,9	74,6	78,4	81,9	85,3	88,8
$t^*_{\text{к}}, ^\circ\text{C}$	546,7	563,1	579,6	594,7	609,8	625
$\Delta p^*_{\text{кнд}},$ дел. шкалы	138,9	149,1	159,2	168,8	177,9	186,2
$\Delta p^*_{\text{к}},$ дел. шкалы	277,9	293,5	309,3	324,3	339,3	353,8
$h^*_{\text{ввд}}, \text{мм Hg}$	544,9	585	624,4	662,2	697,8	730,3
$h_{\text{ввд}}, \text{мм Hg}$	386,2	415,6	444	471,4	496,3	518,2

2.5. Порядок обработки результатов эксперимента

Используя результаты измерений (табл. 2.1 и табл. 2.2) параметров потока воздуха и газа в различных сечениях проточной части ТРДДсм, в которых

установлены датчики давлений и температуры (рис. 2.12), следует определить следующие параметры.

1. Статическое давление воздуха на входе в компрессор двигателя

$$p_v = p_0 + h_v \cdot 9.81, \text{ Па},$$

где $p_0 = B_0 \cdot 133.2$ – барометрическое давление наружного воздуха в Па; $B_0 = 760$ – барометрическое давление наружного воздуха в мм рт.ст. (1 мм рт.ст. = 133.2 Па); h_v – избыточное над атмосферным статическое давление воздуха в мм вод.ст. на входе в компрессор двигателя, приведенное в табл. 2.1 и табл. 2.2 (1 мм вод.ст. = 9.81 Па).

Примечание: При вычислении p_v и ниже p_v^* необходимо учитывать знаки h_v и h_v^* , указанные в табл. 2.1 и табл. 2.2.

2. Полное давление воздуха (давление заторможенного потока воздуха) на входе в компрессор двигателя

$$p_v^* = p_0 + h_v^* \cdot 9.81, \text{ Па},$$

где h_v^* – избыточное над атмосферным полное давление в мм вод.ст. на входе в компрессор двигателя, приведенное в табл. 2.1 и табл. 2.2.

3. Полное давление воздуха за компрессором низкого давления

$$p_{\text{кнд}}^* = B_0 + 3.923 \cdot \Delta p_{\text{кнд}}^* \cdot 133.2, \text{ Па}.$$

4. Полное давление воздуха за компрессором высокого давления

$$p_{\text{к}}^* = B_0 + 70 \cdot \Delta p_{\text{к}}^* \cdot 133.2, \text{ Па}.$$

5. Полную температуру воздуха (температуру заторможенного потока воздуха):

– на входе в компрессор двигателя (на входе в КНД)

$$T_v^* = t_0 + 273, \text{ К}, \text{ где } t_0 = 15 \text{ } ^\circ\text{C};$$

– за компрессором низкого давления

$$T_{\text{кнд}}^* = t_{\text{кнд}}^* + 273, \text{ К};$$

– за компрессором высокого давления

$$T_{\text{к}}^* = t_{\text{к}}^* + 273, \text{ К}.$$

6. Степень повышения давления:

– в компрессоре низкого давления $\pi_{\text{кнд}}^* = \frac{p_{\text{кнд}}^*}{p_v^*};$

– в компрессоре высокого давления $\pi_{\text{квд}}^* = \frac{p_{\text{к}}^*}{p_{\text{кнд}}^*};$

– суммарную степень повышения давления в каскадах компрессора, т.е. в КНД и КВД $\pi_{\text{к}\Sigma}^* = \pi_{\text{кнд}}^* \cdot \pi_{\text{квд}}^*.$

7. Адиабатический коэффициент полезного действия в параметрах заторможенного потока воздуха:

– компрессора низкого давления $\eta_{\text{кнд}}^* = \frac{\pi_{\text{кнд}}^*^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{T_{\text{кнд}}^*}{T_v^*} - 1};$

$$- \text{компрессора высокого давления } \eta_{\text{КВД}}^* = \frac{\pi_{\text{КВД}}^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{T_{\text{К}}^*}{T_{\text{КНД}}^*} - 1};$$

$$- \text{компрессора двигателя } \eta_{\text{К}}^* = \frac{\pi_{\text{К}\Sigma}^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{\pi_{\text{КНД}}^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{\text{КНД}}^*} + \frac{T_{\text{КНД}}^*}{T_{\text{В}}^*} \cdot \frac{\pi_{\text{КВД}}^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{\text{КВД}}^*}},$$

где $k=1.4$ – показатель адиабаты для воздуха.

8. Параметры потока на входе в КНД (на входе в двигатель):

$$- \text{приведенную скорость } \lambda_{\text{В}} = \frac{k+1}{k-1} \left(1 - \frac{p_{\text{В}}}{p_{\text{В}}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}};$$

$$- \text{относительную плотность тока } q \lambda_{\text{В}} = \lambda_{\text{В}} \frac{k+1}{2} \left(\frac{1}{k-1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{\text{В}}^2 \right)^{\frac{1}{k-1}};$$

$$- \text{расход воздуха } G_{\text{В}} = m \frac{p_{\text{В}}^*}{T_{\text{В}}^*} q(\lambda_{\text{В}}) F_{\text{В}}, \text{ кг/с},$$

где $m = 0.0404 \frac{\text{кг} \cdot \text{К}}{\text{Дж}}^{0.5}$ –размерный коэффициент, зависящий от показателя адиабаты и газовой постоянной воздуха; $F_{\text{В}} = 2.099 \text{ м}^2$ – площадь проточной части на входе в двигатель.

9. Параметры потока на входе в компрессор высокого давления:

$$- \text{полное давление } p_{\text{ВВД}}^* = 133.2 B_0 + h_{\text{ВВД}}^*, \text{ Па};$$

$$- \text{статическое давление } p_{\text{ВВД}} = 133.2 B_0 + h_{\text{ВВД}}, \text{ Па};$$

$$- \text{приведенную скорость } \lambda_{\text{ВВД}} = \frac{k+1}{k-1} \left(1 - \frac{p_{\text{ВВД}}}{p_{\text{ВВД}}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}};$$

– относительную плотность тока

$$q \lambda_{\text{ВВД}} = \lambda_{\text{ВВД}} \frac{k+1}{2} \left(\frac{1}{k-1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{\text{ВВД}}^2 \right)^{\frac{1}{k-1}};$$

$$- \text{расход воздуха } G_{\text{В1}} = m \frac{p_{\text{ВВД}}^*}{T_{\text{КНД}}^*} q(\lambda_{\text{ВВД}}) F_{\text{ВВД}}, \text{ кг/с},$$

где $F_{\text{ВВД}} = 0.274 \text{ м}^2$ – площадь проточной части на входе в КВД.

2.6. Отчетность по лабораторной работе

Отчет по лабораторной работе должен содержать:

1. Протокол, содержащий изложенный в пункте 2.5 алгоритм обработки результатов эксперимента и численные результаты расчетов по этому алгоритму.

2. Графики характеристик КНД (рис. 2.7) и КВД (рис. 2.8) с нанесенными на них рабочими точками, полученными по результатам расчетов.

3. Графики зависимостей $\eta_{\text{КНД}}^* = f(n_{\text{нд пр}})$, $\eta_{\text{КВД}}^* = f(n_{\text{нд пр}})$, $\eta_{\text{к}}^* = f(n_{\text{нд пр}})$ параметров каскадов компрессора.

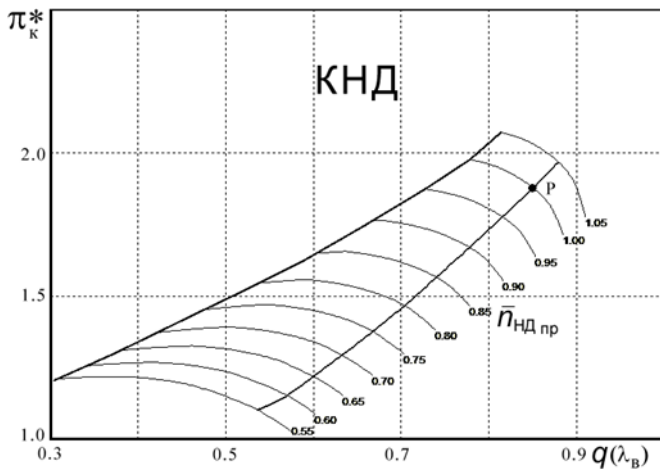


Рис. 2.7. Характеристика КНД

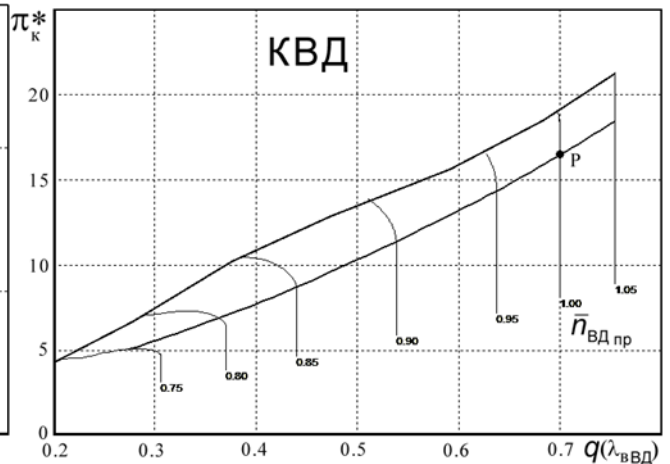


Рис. 2.8. Характеристика КВД

2.7. Контрольные вопросы

1. В каких координатах изображается характеристика компрессора? Какие преимущества обеспечивает способ построения характеристики в параметрах подобия?

2. Какой режим работы компрессора называется расчетным?

3. Что называется **рабочей линией** (линией рабочих режимов) на характеристике компрессора?

4. Что называется запасом газодинамической устойчивости компрессора?

5. Изобразите напорную кривую многоступенчатого осевого компрессора и укажите на ней характерные режимы его работы.

6. Расскажите, как влияет изменение частоты вращения на положение напорной кривой на характеристике компрессора.

7. В каких сечениях и какие параметры надо измерить для определения расхода воздуха, степени повышения давления и КПД каскадов компрессора.

Экспериментальное исследование совместной работы крайних ступеней осевого компрессора ТРДДсм (4 часа)

3.1. Цель и содержание работы

1. Ознакомление с устройством экспериментального стенда и системой измерения параметров воздуха в проточной части компрессора высокого давления (КВД) при его работе в системе ТРДДсм.
2. Экспериментальное исследование совместной работы ступеней осевого компрессора.
 2. Изучение особенностей характеристик осевого компрессора.
3. Построение зависимостей коэффициентов расхода крайних ступеней КВД ТРДДсм от его приведенных оборотов.

3.2. Общие сведения

Ступенью осевого компрессора называется сочетание рабочего колеса (РК) и стоящего за ним направляющего аппарата (НА) (рис. 3.1).

Характеристика многоступенчатого компрессора является результатом суммарного взаимодействия характеристик всех его ступеней. Поэтому её особенности во многом определяются условиями совместной работы ступеней.

Условиями совместной работы ступеней в многоступенчатом компрессоре на установившихся режимах являются **равенство расходов воздуха и равенство частот вращения** у всех его ступеней.

Рассмотрим вначале совместную работу ступеней осевого компрессора, установленного на стенде (рис. 3.2). В этом случае с помощью электродвигателя и дросселя, установленного за компрессором, можно независимо изменять как частоту вращения компрессора, так и расход воздуха через него.

Режим работы каждой ступени в многоступенчатом компрессоре определяется не только числами Маха, с которыми обтекаются лопатки её рабочего колеса (M_{wl}) и направляющего аппарата (M_{c2}), но и коэффициентом расхода $\bar{c}_a = c_a / u_k$, где c_a – осевая скорость воздуха на входе в ступень, а u_k – окружная скорость концов её рабочих лопаток.

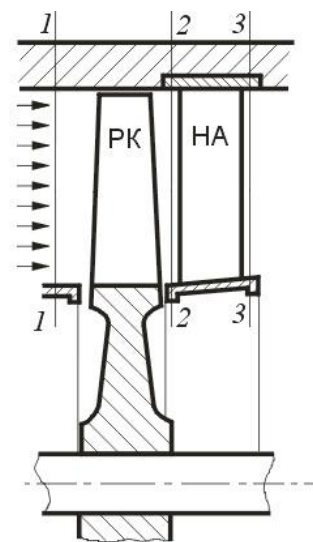


Рис. 3.1. Схема ступени осевого компрессора

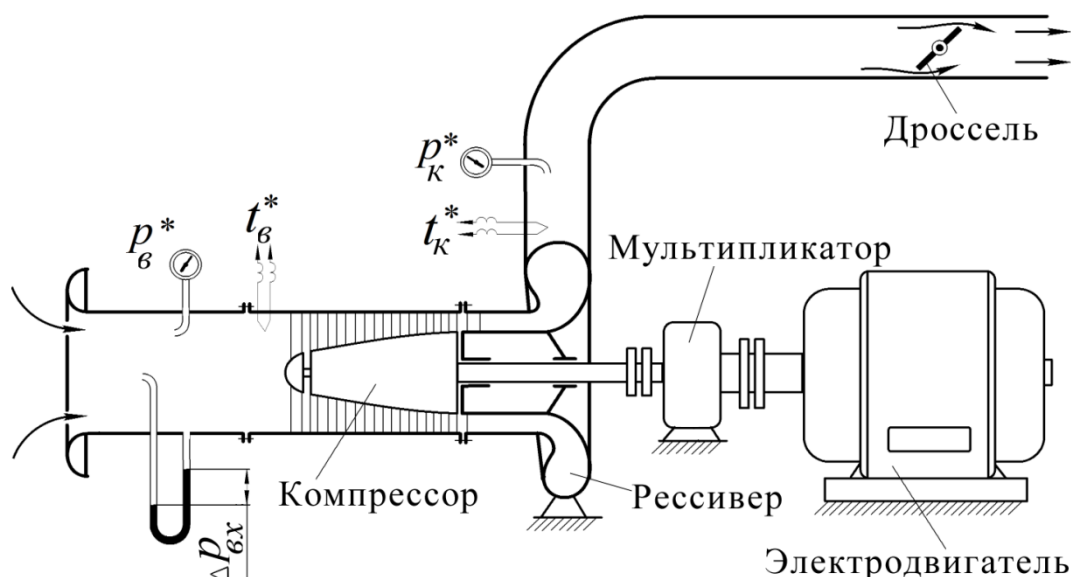


Рис. 3.2. Схема стенда для экспериментального определения характеристик компрессора

Физически коэффициент расхода представляет собой тангенс угла β_1 наклона вектора относительной скорости W_1 к фронту решетки (рис. 3.3), то есть изменение $\bar{c}_a$ приводит к повороту вектора скорости W_1 , а значит, к изменению угла атаки i , с которым поток натекает на профиль лопатки рабочего колеса ступени компрессора.

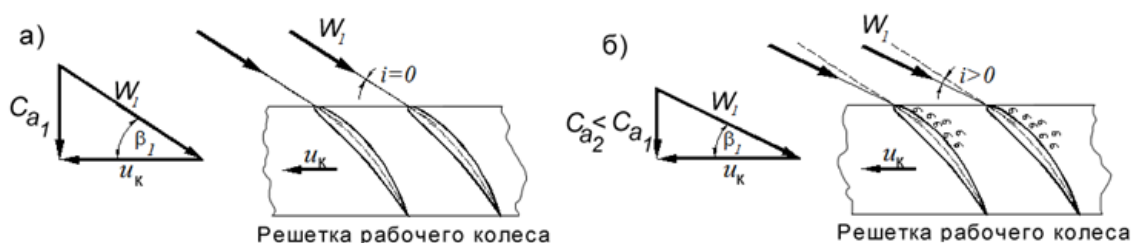


Рис. 3.3. Влияние коэффициента расхода на режим обтекания лопаток РК

Коэффициент расхода $\bar{c}_a$ может изменяться как за счет изменения осевой скорости потока перед рабочим колесом c_a , так и за счет изменения окружной скорости вращения рабочего колеса u_k .

Из рис. 3.3 видно, что, например, при уменьшении осевой скорости от значения c_{a1} (рис. 3.3а) до значения $c_{a2} < c_{a1}$ (рис. 3.3б) при $u_k = \text{const}$ угол атаки возрастает, что в некоторых случаях может привести к срыву потока с лопаток РК. То же самое может произойти при изменении u_k , если $c_a = \text{const}$.

Коэффициенты расхода в различных ступенях могут существенно изменяться при изменении режима работы компрессора. Для достижения максимального значения КПД компрессора необходимо, чтобы каждая его ступень также работала с максимальным КПД, т.е. при $\bar{c}_a = \bar{c}_a \text{ опт}$. Но это можно обеспечить (в нерегулируемом компрессоре) только на одном (расчетном) режиме работы компрессора. Рассмотрим характер изменения коэффициентов расхода в различных ступенях нерегулируемого компрессора на других режимах.

Площадь проточной части многоступенчатого компрессора уменьшается вдоль тракта от ступени к ступени в соответствии с ростом плотности воздуха. Если индексом "i" отметить параметры потока, диаметр и площадь проходного сечения проточной части на входе в i-ю ступень компрессора, а индексом "I" – на входе в первую ступень, то равенство расходов воздуха через эти ступени можно записать как

$$G_B = c_{laI} \rho_I F_I = c_{lai} \rho_i F_i,$$

а равенство частот вращения как

$$u_{ki} = u_{kI} \frac{D_{ki}}{D_{kI}}.$$

Тогда, поделив первое уравнение на второе, для коэффициентов расхода $\bar{c}_a = c_{la} / u_k$ различных ступеней будем иметь

$$\bar{c}_{ai} = \bar{c}_{aI} \frac{\rho_I}{\rho_i} B_i,$$

где $B_i = \frac{F_I}{F_i} \frac{D_{kI}}{D_{ki}}$ – постоянная для каждой ступени величина. Но

$$\frac{\rho_i}{\rho_I} = \left(\frac{p_i}{p_I} \right)^{1/n},$$

где n – показатель политропы процесса сжатия воздуха в компрессоре. Тогда окончательно

$$\frac{\bar{c}_{ai}}{\bar{c}_{aI}} = B_i \left(\frac{p_I}{p_i} \right)^{1/n}. \quad (3.1)$$

Из анализа формулы (3.1) вытекают следующие особенности условий работы отдельных ступеней и характеристик нерегулируемого многоступенчатого компрессора.

Пусть характеристики первой, средней и последней ступеней компрессора соответствуют изображенным на рис. 3.4. Пусть далее точки p на этих кривых соответствуют условиям работы всех ступеней на расчетном режиме работы компрессора, когда все ступени работают на режимах максимума КПД. Участок характеристики, расположенный левее точки p , назовем левой ветвью её характеристики, а правее точки p – правой ветвью.

Если теперь уменьшить частоту вращения, то степень повышения давления в каждой ступени также уменьшится. В результате увеличение давления (и плотности) воздуха и соответственно снижение осевой скорости по тракту компрессора станет менее сильным, чем на расчетном режиме. Тогда согласно

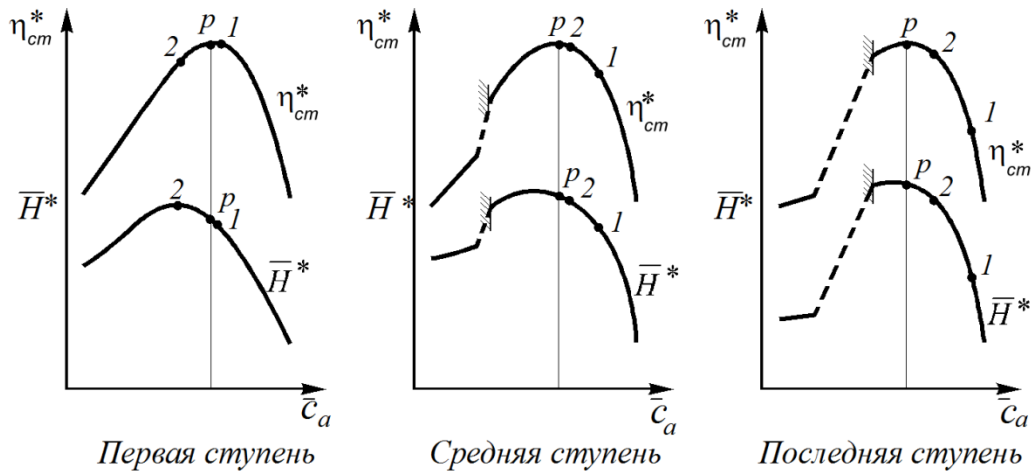


Рис. 3.4. Совместная работа ступеней компрессора при $\bar{n}_{пр} < 1$:

p – расчетный режим каждой ступени; 1 – режим, близкий к режиму максимума КПД первой ступени; 2 – режим максимума КПД всего компрессора

уравнению (3.1) получим

$$\frac{\bar{c}_{ai}}{\bar{c}_{aI}} > \left(\frac{\bar{c}_{ai}}{\bar{c}_{aI}} \right)_p.$$

Поэтому, если, например, путем подбора значения расхода воздуха дросселем за компрессором (рис. 3.1) при данном $\bar{n}_{пр} < 1$ сохранить значение $\bar{c}_a$ в первой ступени близким к оптимальному, то во всех последующих ступенях значения $\bar{c}_a$ окажутся больше оптимальных, причем отклонение $\bar{c}_{ai}$ от оптимального значения окажется тем больше, чем дальше расположена данная ступень от входа в компрессор.

Ступени окажутся, таким образом, рассогласованными, причем режимы их работы будут соответствовать на рис. 3.4 точкам 1. Очевидно, этот режим не обеспечит максимально возможного значения КПД компрессора в целом при данной частоте вращения. Действительно, если дросселем за компрессором (рис. 3.1) несколько уменьшить значение $\bar{c}_a$ в первой ступени, то КПД ее изменится незначительно, поскольку на исходном режиме его значение было максимальным. Но КПД всех последующих ступеней (и вместе с ними КПД компрессора в целом) увеличатся вследствие приближения режимов их работы к оптимальным.

Таким образом, оптимальному режиму работы (максимуму КПД) многоступенчатого компрессора при $\bar{n}_{пр} < 1$ будут соответствовать режимы работы его отдельных ступеней, изображенные на рис. 3.4 точками 2, т.е. для первых ступеней – на левых ветвях их характеристик, при $\bar{c}_a < \bar{c}_{a\text{ опт}}$ (с повышенными углами атаки), а для последних – на правых ветвях, при $\bar{c}_a > \bar{c}_{a\text{ опт}}$ (с пониженными углами атаки). Средние ступени при этом будут работать с оптимальными или близкими к ним коэффициентами расхода и углами атаки.

Аналогичными рассуждениями можно показать, что при $\bar{n}_{пр} > 1$ рассогласование ступеней будет носить обратный характер и на оптимальном режиме работы компрессора первые ступени будут работать при $\bar{c}_a > \bar{c}_{a\text{ опт}}$ (с пониженными углами атаки), а последние – при $\bar{c}_a < \bar{c}_{a\text{ опт}}$ (с повышенными углами атаки).

Рассмотрим некоторые особенности характеристик осевого компрессора.

а). Изменение максимальных значений КПД компрессора при изменении $n_{пр}$ обуславливается двумя причинами:

1. При снижении окружной скорости уменьшаются числа Маха, с которыми обтекаются лопатки компрессора. Поэтому вследствие снижения волновых потерь максимальные значения КПД ступеней (прежде всего первых) возрастают.

2. Значение $\bar{c}_a$, при котором КПД ступени максимален (при данном значении M_{w1}), называется оптимальным. Согласованная работа ступеней, когда каждая из них работает на оптимальном режиме, т.е. с максимальным значением КПД, возможна только при одном значении приведенной частоты вращения (обычно при проектировании компрессора стремятся обеспечить согласованную работу всех ступеней на расчетном режиме). При снижении $n_{пр}$ (по сравнению с расчетным значением) ступени рассогласуются: при работе компрессора на режиме максимума КПД первые ступени работают на левых ветвях своих характеристик (при $\bar{c}_a < \bar{c}_{a\text{ опт}}$, т.е. с повышенными углами атаки), а последние – на правых (при $\bar{c}_a > \bar{c}_{a\text{ опт}}$, т.е. с пониженными углами атаки).

Вначале, при незначительном снижении $\bar{n}_{пр}$ рассогласование ступеней еще невелико и основную роль играет снижение волновых потерь, вследствие чего КПД



Рис. 3.5. Изменение КПД компрессоров с различным количеством ступеней при изменении $n_{пр}$

компрессора на оптимальных режимах возрастает. Но затем, при дальнейшем снижении $\bar{n}_{\text{пр}}$, основную роль начинает играть рассогласование ступеней, из-за чего КПД компрессора на оптимальных режимах снижается. При этом рассогласование ступеней приводит к тем более значительному снижению КПД компрессора, чем больше расчетное значение его π_k^* . Поэтому у малоступенчатого компрессора относительное изменение максимального КПД протекает при изменении $\bar{n}_{\text{пр}} = n_{\text{пр}}/n_{\text{пр.р}}$ примерно так, как показано на рис. 3.5.

б). При фиксированном значении $\bar{n}_{\text{пр}}$ малому изменению режимов работы первых ступеней компрессора соответствует весьма значительное изменение режимов работы его последних ступеней.

Этот эффект хорошо иллюстрируется кривыми распределения давлений по тракту компрессора, работающего при $\bar{n}_{\text{пр}} = \text{const}$ на различных режимах (при разных положениях дросселя). На рис. 3.6 показано изменение статических давлений за каждой ступенью компрессора, отнесенных к давлению на входе в первую ступень (p_i/p_1).

Средняя кривая соответствует режиму работы компрессора в рабочей точке (т.е. все ступени работают в точке P , рис. 3.4). Верхняя кривая соответствует режиму работы компрессора вблизи границы устойчивости (дроссель прикрыт, рис. 3.1). Здесь все ступени работают с положительными углами атаки, и в них наблюдается значительное повышение давления. Нижняя кривая соответствует режиму “запирания” компрессора по выходу (дроссель открыт). Как видно, в этом случае повышение давления в первых ступенях остается почти таким же, как и для оптимального режима, так как в

этих ступенях небольшое увеличение расхода воздуха привело к незначительному увеличению осевых скоростей и, соответственно, к малому снижению углов атаки. В то же время в последующих ступенях осевые скорости возрастают значительно, а углы атаки заметно уменьшаются. Это приводит к снижению напорности этих ступеней, а в последней ступени наблюдается уже не рост, а падение давления – ее режим перешел глубоко на правую ветвь характеристики

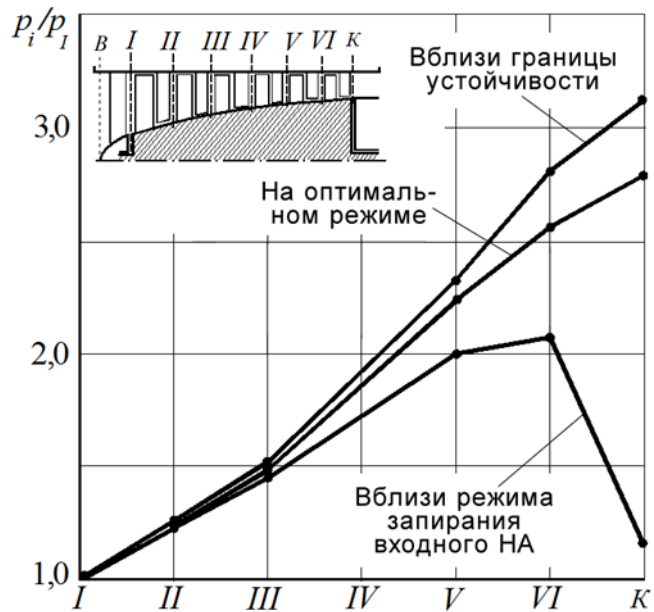


Рис. 3.6. Распределение давления по тракту компрессора на различных режимах работы при $n_{\text{пр}} = \text{const}$

и она работает с большими отрицательными углами атаки (в турбинном режиме).

в). При работе компрессора в системе двигателя (т.е. на рабочей линии РЛ, рис. 2.2) его запас устойчивости при снижении $n_{пр}$ изменяется. При низких значениях расчетной степени повышения давления, т.е. при $\pi_{к.р}^* < 4...5$, запас устойчивости компрессора ΔK_y сохраняет достаточно высокое

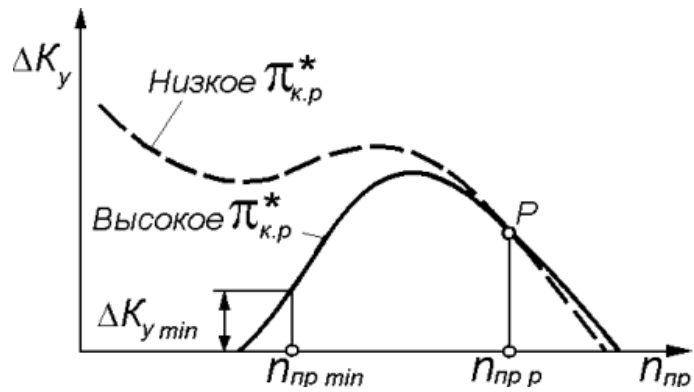


Рис. 3.7. Типичный характер изменения запаса устойчивости нерегулируемого компрессора

значение (рис. 3.7). Но, если расчетное значение $\pi_{к.р}^*$ превышает $4...5$, то при снижении $n_{пр}$ запас устойчивости уменьшается и может стать ниже минимально допустимого значения $\Delta K_{y min}$. Причем это снижение тем больше, чем выше расчетное значение $\pi_{к.р}^*$.

Поэтому для увеличения запаса устойчивой работы во многих ГТД применяется специальное **регулирование компрессора**. В частности, применяются поворот лопаток направляющих аппаратов и перепуск воздуха из средних ступеней через клапан перепуска воздуха (КПВ) в атмосферу (или в наружный контур двигателя) при пониженных значениях $n_{пр}$.

г). Влияние поворота лопаток НА на устойчивость течения воздуха в компрессоре можно объяснить, проанализировав треугольники скоростей, например, на входе в рабочее колесо первой ступени при двух положениях лопаток ВНА и неизменной окружной скорости ($n_{пр} = \text{const}$), как показано на рис. 3.8.

Как уже отмечалось, в результате рассогласования ступеней в многоступенчатом компрессоре первые ступени на пониженных значениях $n_{пр}$ работают на левых ветвях своих характеристик (при $\bar{c}_a < \bar{c}_{a \text{ опт}}$, т.е. с повышенными углами атаки) и именно в них возникает первоначально срыв потока при уменьшении расхода воздуха. Сплошными линиями на рис. 3.8 показано положение лопаток ВНА, треугольник скоростей на входе в рабочее колесо (РК₁) и относительная скорость на выходе из него W_2 до регулирования, а также соответствующая этому режиму величина закрутки в рабочем колесе ΔW_u . Штриховыми линиями показано новое положение лопаток ВНА (после регулирования

накрытие на величину угла $-\Delta\varphi$) и соответствующий этому режиму течения треугольник скоростей на входе в РК (при той же осевой составляющей скорости воздуха).

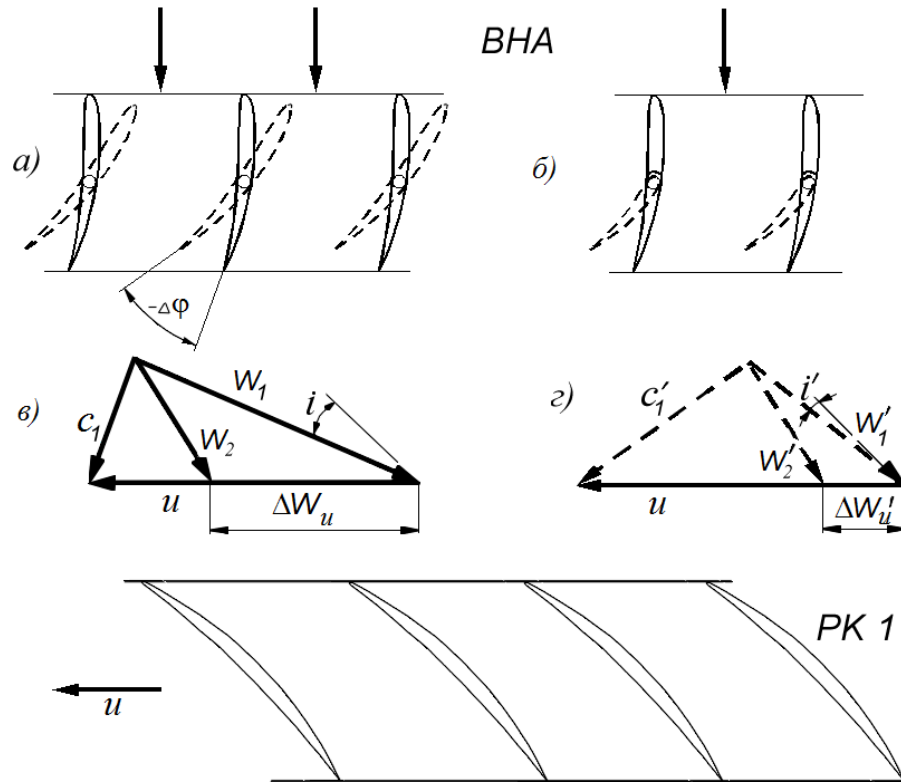


Рис. 3.8. Регулирование компрессора поворотом лопаток ВНА

Как видно, такой поворот лопаток ВНА существенно уменьшает угол атаки i , с которым обтекает лопатка рабочего колеса. В результате опасность срыва потока с лопаток рабочего колеса ликвидируется, а граница срыва потока в ступени (и соответственно во всем компрессоре) смещается на меньшие значения c_{1a} , т.е. на меньшие расходы воздуха. В то же время, как видно, величина закрутки воздуха в колесе существенно уменьшается ($\Delta W_u' < \Delta W_u$), так как направление вектора потока за рабочим колесом $\vec{W}_2$ практически почти не изменяется. Следовательно, снижается и работа вращения колеса и адиабатная работа сжатия в данной ступени (и во всех регулируемых таким образом ступенях) и соответственно снижается π_k^* . Уменьшение π_k^* (а следовательно, давления и плотности воздуха перед дросселем) приводит к некоторому снижению расхода воздуха и соответственно осевой скорости его на входе в РК. Но всё равно угол атаки на лопатках РК существенно уменьшается по сравнению с тем, который был (при данном положении дросселя) до поворота лопаток.

Аналогичный результат будет наблюдаться и при обтекании РК нескольких первых ступеней при таком же повороте лопаток стоящих перед ними НА предыдущих ступеней. Такое регулирование НА в группе первых ступеней

компрессора приводит к смещению напорных кривых на меньшие значения π_k^* и расхода воздуха, как показано на рис. 3.9.



Рис. 3.9. Влияние регулирования компрессора поворотом НА на его характеристику

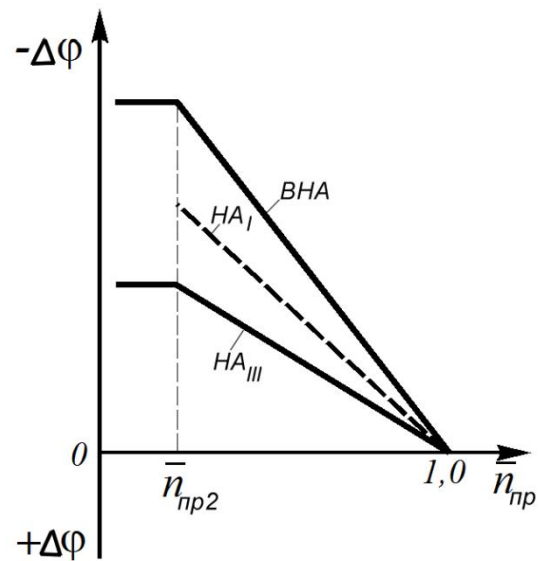


Рис. 3.10. Программа регулирования компрессора поворотом лопаток НА

Отметим, что поворот лопаток НА в группе первых ступеней компрессора при пониженных значениях $n_{пр}$, уменьшая углы атаки, приводит к некоторому повышению КПД регулируемых ступеней (за счет приближения режимов их работы к оптимальным).

Необходимо отметить также, что чем ближе к входу в компрессор находится данная ступень, тем в большей мере будут возрастать углы атаки на её лопатках при снижении $n_{пр}$ и тем соответственно больше должен быть угол поворота лопаток НА, стоящего перед ней при регулировании.

Примерная программа регулирования многоступенчатого компрессора поворотом лопаток НА в группе первых ступеней показана на рис. 3.10: угол поворота лопаток "на прикрытие" ($-\Delta\phi$) линейно увеличивается по мере снижения $\bar{n}_{пр}$ от $\bar{n}_{пр} = \bar{n}_{пр1} = 1,0$ до $\bar{n}_{пр} = \bar{n}_{пр2}$, а далее больше не изменяется.

г). **Влияние перепуска воздуха** из-за первых ступеней компрессора (рис. 3.11) на запас устойчивой работы компрессора при пониженных значениях $n_{пр}$ объясняется следующим. При неизменном сопротивлении тракта за компрессором (при неизменном положении дросселя, рис. 3.1) и неизменной частоте вращения открытие клапана перепуска увеличивает расход воздуха через первые ступени, т.е. именно через те ступени, которые при пониженной частоте вращения работали с повышенными углами атаки (были близки к срыву

потока, рис. 3.8в и рис. 3.12а). За счет роста осевой скорости c_a (рис. 3.12б) углы атаки на лопатках этих ступеней уменьшаются и запас устойчивости компрессора в целом возрастает (рис. 3.13).

Перепуск воздуха включается при снижении приведенной частоты вращения до значения $n_{\text{пр пер}}$ и обеспечивает достаточный запас устойчивости при дальнейшем снижении $n_{\text{пр}}$. Так как на сжатие перепускаемого через клапаны воздуха затрачивается часть топлива, то перепуск применяется только на пониженных режимах и в процессе запуска двигателя.

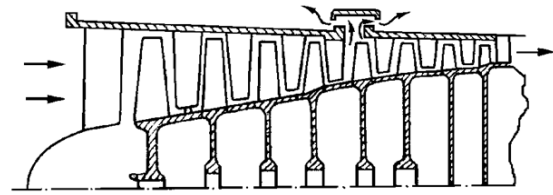


Рис. 3.11. Схема осевого компрессора с перепуском воздуха

Увеличение расхода воздуха при открытии КПВ смещает напорную кривую на характеристике компрессора (при данном $n_{\text{пр}}$) вправо. Но при этом до открытия КПВ последние ступени вблизи границы устойчивости компрессора в целом работали на правых ветвях своих характеристик, при $\bar{c}_a \gg \bar{c}_{a \text{ опт}}$. Так как при открытии клапанов перепуска воздуха в средней части компрессора расход воздуха через последние ступени уменьшится, то коэффициенты расхода $\bar{c}_a$ в этих ступенях также уменьшатся. В результате последние ступени перейдут на более высокие углы атаки и более высокие значения $\pi_{\text{ст}}^*$. И тогда общее повышение давления воздуха в компрессоре возрастет, т.е. напорная кривая при открытии КПВ сместится не только вправо, но и вверх.

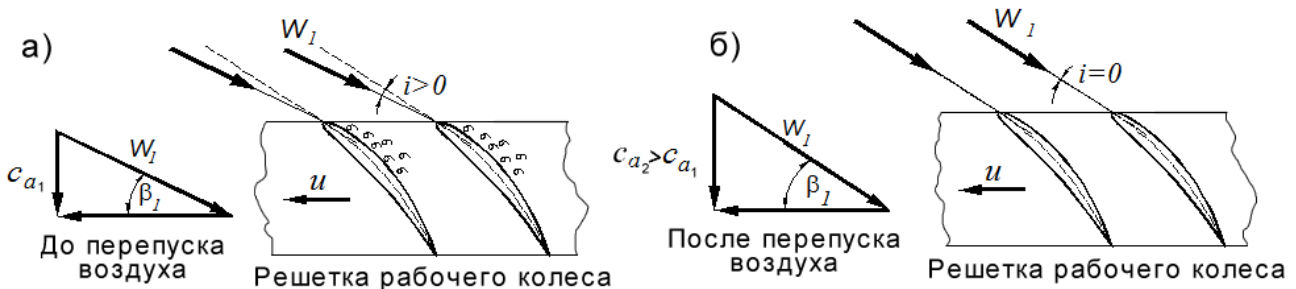


Рис. 3.12. Влияние перепуска воздуха на угол атаки лопаток рабочего колеса

В то же время при повышенных значениях $n_{\text{пр}}$ граница устойчивости компрессора в целом обуславливается срывом потока в последних ступенях, т.е. последние ступени и при закрытом клапане перепуска вблизи границы устойчивости компрессора работают при $\bar{c}_a \ll \bar{c}_{a \text{ опт}}$.

Поэтому включение перепуска, снижая (вследствие увеличения $\bar{c}_a$) степень повышения давления воздуха в первых ступенях, уже не позволяет увели-

чить её (на границе устойчивой работы) в последних. В результате напорная кривая при включении перепуска смещается вправо и вниз, как показано на рис. 3.14. Запас устойчивости при этом снижается. Поэтому срабатывание клапана перепуска при высоких значениях $n_{пр}$ (в результате неисправности системы управления перепуском воздуха) снижает ΔK_y (рис. 3.13) и может привести к возникновению неустойчивой работы компрессора.

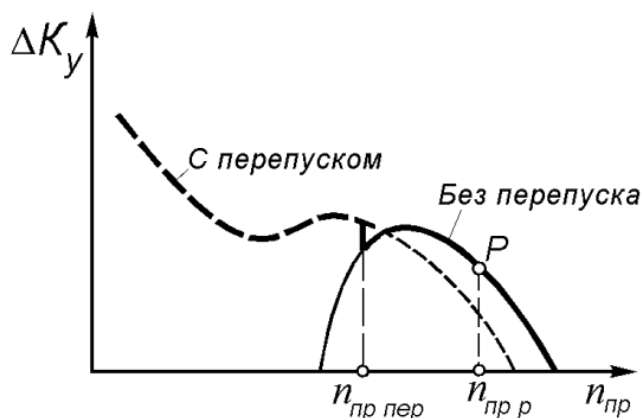


Рис. 3.13. Влияние перепуска воздуха на запас устойчивости компрессора

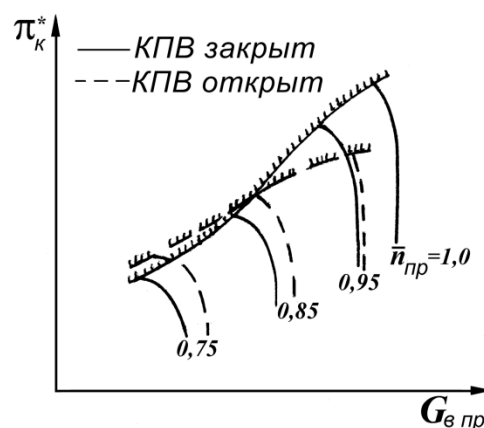


Рис. 3.14. Влияние перепуска воздуха на характеристику компрессора

3.3. Описание стенда и объекта испытаний

Объектом испытаний в данной лабораторной работе является компрессор высокого давления ТРДДсм.

В качестве примера такого компрессора на рис. 2.5 приведена схема тринадцатиступенчатого компрессора высокого давления двигателя ПС-90. Для обеспечения устойчивой работы он имеет поворотные лопатки входного направляющего аппарата и направляющих аппаратов двух первых ступеней, а также перепуск воздуха из-за шестой и седьмой ступеней.

3.4. Система измерений

Для определения параметров, характеризующих режим работы компрессора высокого давления, на двигателе предусмотрено измерение следующих величин (рис. 3.15).

1. Барометрическое давление наружного воздуха B_0 измеряется образцовым барометром (на схеме не показан).

2. Избыточное над атмосферным полное и статическое давления в сечении $вВД-вВД$ на входе в компрессор высокого давления измеряются U-образными ртутными манометрами, к одному колену которых подводится

полное или статическое давление, а к другому барометрическое давление наружного воздуха p_0 .

3. Избыточное над атмосферным полное давление на выходе из компрессора высокого давления Δp^*_k измеряется образцовым манометром.

4. Температура заторможенного потока воздуха перед компрессором высокого давления $t^*_{кНД}$ и за ним t^*_k измеряется тремя трехточечными экранированными термопарами типа ХК (хромель-копель) с регистрацией осредненной величины термо-ЭДС на автоматическом потенциометре.

5. Частота вращения компрессора измеряется стендовыми ферродинамическими тахометрами повышенной точности.

Результаты измерений параметров потока представлены в табл. 3.1 и табл. 3.2.

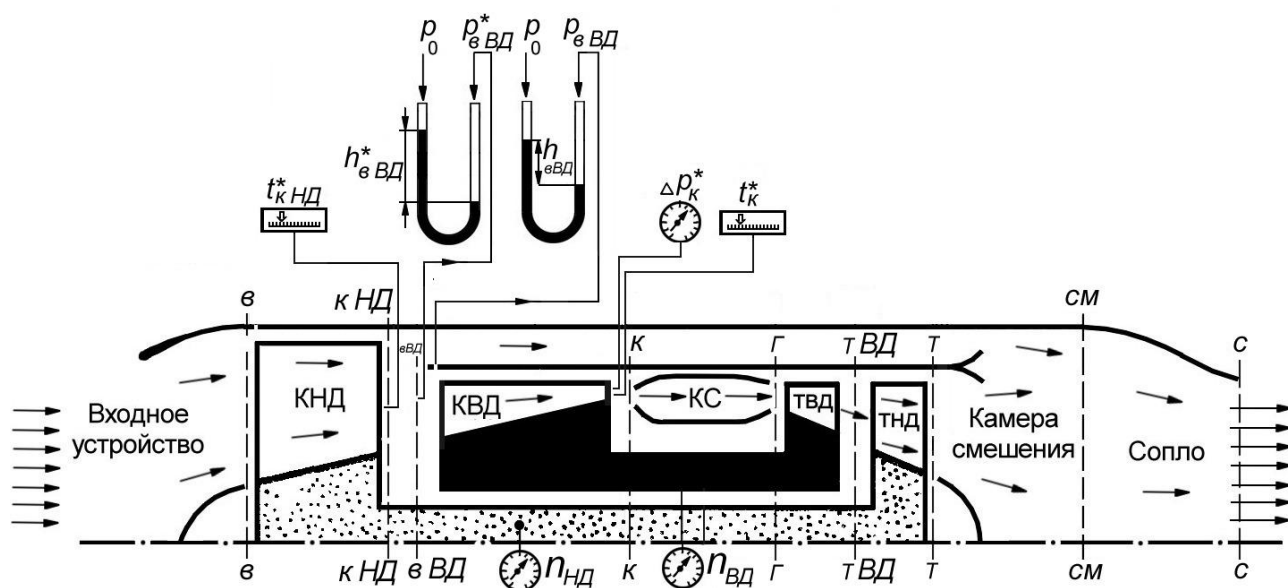


Рис. 3.15. Система измерения параметров компрессора высокого давления

3.5. Порядок обработки результатов эксперимента

Используя результаты измерений (табл. 3.1 и табл. 3.2) параметров потока воздуха на входе в компрессор высокого давления ТРДДсм и на выходе из него, где установлены датчики давлений и температуры (рис. 3.15), следует определить следующие параметры этого компрессора.

1. На входе в компрессор:

а) полное давление воздуха $p^*_{в ВД} = 133.2 B_0 + h^*_{в ВД}$, Па,

где $B_0=760$ – барометрическое давление наружного воздуха в мм рт.ст. (1 мм рт.ст.=133.2 Па); $h_{в\text{ВД}}^*$ – избыточное над атмосферным полное давление воздуха в мм рт.ст. на входе в компрессор (табл. 3.1 и табл. 3.2);

б) статическое давление воздуха

$$p_{в\text{ВД}} = 133.2 B_0 + h_{в\text{ВД}}, \text{ Па},$$

где $h_{в\text{ВД}}$ – избыточное над атмосферным статическое давление воздуха в мм рт.ст. на входе в компрессор (табл. 3.1 и табл. 3.2);

в) газодинамическую функцию $\Pi \lambda_{в\text{ВД}} = \frac{p_{в\text{ВД}}}{p_{в\text{ВД}}^*}$;

г) приведенную скорость $\lambda_{в\text{ВД}} = \frac{k+1}{k-1} \sqrt{1 - \Pi \lambda_{в\text{ВД}}^{\frac{k-1}{k}}}$, где $k=1.4$ – показатель адиабаты воздуха.

д) относительную плотность тока

$$q \lambda_{в\text{ВД}} = \lambda_{в\text{ВД}} \frac{k+1}{2} \sqrt{\frac{1}{k-1}} \sqrt{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{в\text{ВД}}^2 \sqrt{\frac{1}{k-1}}}.$$

Таблица 3.1

Вариант	1	2	3	4	5	6	7
$n_{\text{нд пр}}$	0,75	0,775	0,8	0,825	0,85	0,875	0,9
$n_{\text{вд пр}}$	0,917	0,924	0,931	0,939	0,948	0,956	0,965
$t_{\text{кнд}}^*, \text{ }^\circ\text{C}$	46,4	49,6	53	56,5	60	63,7	67,2
$t_{\text{к}}^*, \text{ }^\circ\text{C}$	437,5	451,5	466,4	482,4	499,4	515,1	530,5
$\Delta p_{\text{к}}^*, \text{ дел. шкалы}$	174,8	187,4	200,3	214,8	230,9	245,6	261,5
$h_{\text{ввд}}^*, \text{ мм рт.ст.}$	282,2	315,5	351,1	388,2	426	464,7	504,8
$h_{\text{ввд}}, \text{ мм рт.ст.}$	193,5	218,7	246	273,5	300,2	328,8	357,8

Таблица 3.2

Вариант	8	9	10	11	12	13
$n_{\text{нд пр}}$	0,925	0,95	0,975	1	1,025	1,05
$n_{\text{вд пр}}$	0,974	0,983	0,992	1	1,008	1,016
$t_{\text{кнд}}^*, \text{ }^\circ\text{C}$	70,9	74,6	78,4	81,9	85,3	88,8
$t_{\text{к}}^*, \text{ }^\circ\text{C}$	546,7	563,1	579,6	594,7	609,8	625
$\Delta p_{\text{к}}^*, \text{ дел. шкалы}$	277,9	293,5	309,3	324,3	339,3	353,8
$h_{\text{ввд}}^*, \text{ мм рт.ст.}$	544,9	585	624,4	662,2	697,8	730,3
$h_{\text{ввд}}, \text{ мм рт.ст.}$	386,2	415,6	444	471,4	496,3	518,2

2. Полную температуру воздуха за компрессором низкого давления

$$T_{\text{кнд}}^* = t_{\text{кнд}}^* + 273, \text{ К}.$$

3. Расход воздуха через внутренний контур двигателя

$$G_{BI} = m \frac{p_{в ВД}^*}{T_{к НД}^*} q \lambda_{в ВД} F_{в ВД}, \text{ кг/с,}$$

где $m = 0.0404 \frac{\text{кг} \cdot \text{К}}{\text{Дж}}^{0.5}$ – размерный коэффициент, зависящий от показателя адиабаты и газовой постоянной воздуха; $F_{в ВД} = 0.274 \text{ м}^2$ – площадь проточной части на входе в компрессор высокого давления.

4. Осевую скорость воздуха на входе в компрессор высокого давления

$$c_{а в ВД} = \lambda_{в ВД} \sqrt{2 \frac{k}{k+1} R T_{к НД}^*}, \text{ м/с,}$$

где $R = 287.05 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ – газовая постоянная воздуха.

5. Частоту вращения ротора высокого давления

$$n_{ВД} = n_{ВД пр} \frac{T_{к НД}^*}{T_{к НД р}^*} n_{ВД р}, \text{ об/мин,}$$

где $T_{к НД р}^* = t_{к НД р}^* + 273 = 355, \text{ К}$ – полная температура за КНД на расчетном режиме, т.е. при $n_{НД пр} = 1$ ($t_{к НД р}^* = 81.9, ^\circ\text{С}$, табл. 3.1);

$n_{ВД р} = 6204 \text{ об/мин}$ – частота вращения КВД на расчетном режиме.

6. Окружную скорость на внешнем радиусе рабочего колеса первой ступени КВД

$$u_{к в ВД} = \frac{\pi D_{к в ВД} n_{ВД}}{60}, \text{ м/с,}$$

где $D_{к в ВД} = 1.232 \text{ м}$ – диаметр рабочего колеса первой ступени КВД.

7. Коэффициент расхода на входе в КВД

$$c_{а в ВД} = \frac{c_{а в ВД}}{u_{к в ВД}}.$$

8. Полную температуру воздуха за компрессором высокого давления

$$T_{к}^* = t_{к}^* + 273, \text{ К.}$$

9. Полное давление воздуха за компрессором высокого давления

$$p_{к}^* = 133.2(B_0 + k \Delta p_{к}^*),$$

где коэффициент $k=70$ – цена деления образцового манометра, измеряющего полное давление воздуха за КВД.

10. Относительную плотность тока на выходе из КВД

$$q \lambda_{к} = G_{BI} \frac{T_{к}^*}{m F_{к} p_{к}^*},$$

где $F_{к} = 0.046 \text{ м}^2$ – площадь проточной части на выходе из КВД.

11. Приведенную скорость за КНД

Её следует определить по таблицам газодинамических функций, приведенным в прил. 1 данного пособия, используя вычисленное значение $q \lambda_{к}$.

12. Осевую скорость воздуха на выходе из компрессора высокого давления

$$c_{а к} = \lambda_{к} \sqrt{2 \frac{k}{k+1} R T_{к}^*}, \text{ м/с.}$$

13. Окружную скорость на внешнем радиусе рабочего колеса последней ступени КВД

$$u_k = \frac{\pi D_k n_{ВД}}{60}, \text{ м/с},$$

где $D_k = 1.232$ м – диаметр рабочего колеса последней ступени КВД.

14. Коэффициент расхода на выходе из КВД

$$c_{ак} = \frac{c_{ак}}{u_k}.$$

3.6. Отчетность по лабораторной работе

Отчет по лабораторной работе должен содержать:

1. Протокол, содержащий изложенный в пункте 3.5 алгоритм обработки результатов эксперимента и численные результаты расчетов по этому алгоритму.
2. График зависимости полученных расчетом коэффициентов расхода первой и последней ступеней компрессора высокого давления от его приведенной частоты вращения.

3.7. Контрольные вопросы

1. Что называется коэффициентом расхода ступени компрессора?
2. Как изменяются коэффициенты расхода первой и последней ступеней компрессора при изменении его приведенной частоты вращения?
3. Что характеризует коэффициент расхода ступени? Как он связан с углом атаки рабочего колеса ступени?
4. Расскажите об устройстве стенда для испытания компрессоров.
5. Нарисуйте и объясните характеристику ступени компрессора.
6. Какие параметры воздуха замерялись на двигателе для определения коэффициентов расхода в ступенях КВД? Какие приборы при этом использовались?
7. Объясните, как определялся расход воздуха через внутренний контур двигателя.

4.1. Цель и содержание работы

- ## 4.2. Общие сведения

Рис. 4.2. Схема течения газа в решетке профилей соплового аппарата турбины

Рассмотрим для простоты одноступенчатую турбину или ступень турбины. Ступень осевой турбины состоит из неподвижного соплового аппарата (СА) и расположенного за ним вращающегося рабочего колеса (РК) (рис. 4.1).

Ниже все параметры газа будут обозначаться индексами в соответствии с номерами сечений проточной части ступени турбины, указанными на рис. 4.1.

В отличие от компрессора лопатки турбины образуют суживающиеся (конфузорные) каналы и с точки зрения газовой динамики межлопаточный канал турбины представляет собой суживающееся сопло, расположенное до «горла» канала, и канал до косого среза, расположенный за «горлом» (рис. 4.2). Течение на входе в турбину (в сечении 0–0) является дозвуковым. Попадая в суживающиеся каналы СА, дозвуковой поток разгоняется от скорости c_0 до c_1 . Статическое давление p и температура T в разгоняющемся потоке уменьшаются.

Полное давление p^* уменьшается незначительно (из-за наличия небольших гидравлических потерь), а полная температура T^* постоянна (так как в СА, если он не охлаждается, нет подвода или отвода внешней энергии). На вращающиеся лопатки РК поток набегаёт с относительной скоростью W_1 (рис. 4.3).

В РК происходит дальнейшее расширение газа, поэтому его статическое давление и температура продолжают снижаться, а относительная скорость W растёт. Так как в РК газ совершает работу по вращению вала, то его полная температура T^* существенно снижается и абсолютная скорость на выходе из РК оказывается меньше абсолютной скорости на входе в него ($c_2 < c_1$).

Совмещённые треугольники скоростей перед и за рабочим колесом ступени турбины представлены на рис. 4.4.

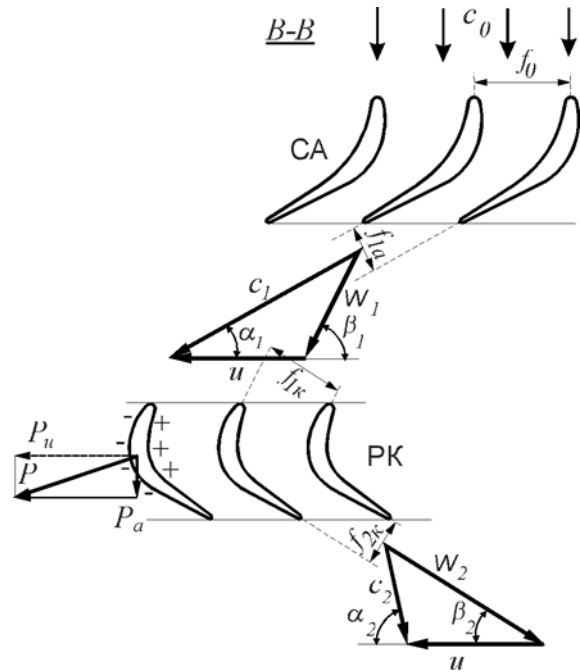


Рис. 4.3. Схема течения в решетке соплового аппарата и рабочего колеса турбины

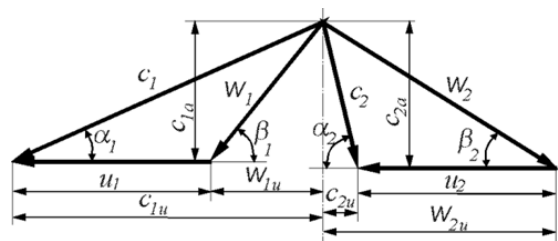


Рис. 4.4. Треугольники скоростей ступени турбины

4.3. Изображение процесса расширения газа в ступени турбины в p, V - и i, s - координатах

На рис. 4.5 и рис. 4.6 изображен процесс расширения газа в ступени газовой турбины в p, V - и i, s - координатах.

Точка 0, лежащая на изобаре $p=p_0$, соответствует состоянию газа на входе в сопловый аппарат. Линия 0–2_{ад} изображает идеальный (адиабатный) процесс

расширения газа в неохлаждаемой ступени. В i,s - координатах эта линия представляет собой вертикальную прямую. Реальный процесс расширения газа в ступени сопровождается гидравлическими потерями, приводящими к выделению теплоты трения и увеличению энтропии, и может быть представлен политропой $0-2$, лежащей правее адиабаты. Точки $1_{ад}$ и 1 , $2_{ад}$ и 2 изображают состояние газа соответственно на выходе из СА и на выходе из РК в идеальном и реальном процессах. Сравнивая реальный и идеальный процессы расширения, протекающие до одного и того же давления, т.е. до изобары $p = p_2$, следует подчеркнуть, что в реальном процессе температура и соответственно удельный объем газа оказываются более высокими, чем в идеальном.

Таким образом, если в компрессоре диссипация энергии (которую условно называют работой или теплотой трения) приводит к увеличению работы, непосредственно **затрачиваемой** на сжатие воздуха (по сравнению с адиабатной), то в турбине, наоборот, — диссипация энергии (теплота трения) приводит к увеличению работы, **отдаваемой** газом при его расширении, на величину, эквивалентную заштрихованной на рис 4.5 площадке. Обозначим её величину, как и в теории компрессоров, ΔL_r . Этот эффект носит название "**возврата теплоты**" в процессе расширения. Однако отмеченное увеличение работы расширения составляет всего 10...15 % от величины работы трения.

В i,s - координатах процесс расширения газа в ступени турбины изобразится соответственно линией $0-1-2$, причем рост энтропии в этом процессе обусловлен наличием гидравлических потерь, т.е. необратимостью этого процесса.

В теории газовых турбин принято считать, что процесс расширения газа в ступени начинается от p_0^* , т.е. от состояния заторможенного потока на входе в неё. Это упрощает последующий анализ и в то же время мало влияет на его результаты, так как раз-

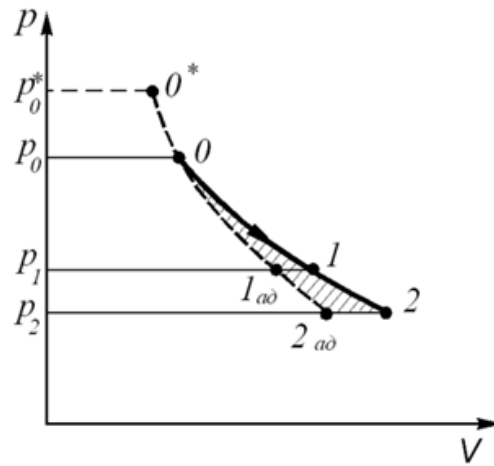


Рис. 4.5. Процесс расширения газа в ступени турбины в p, V -координатах

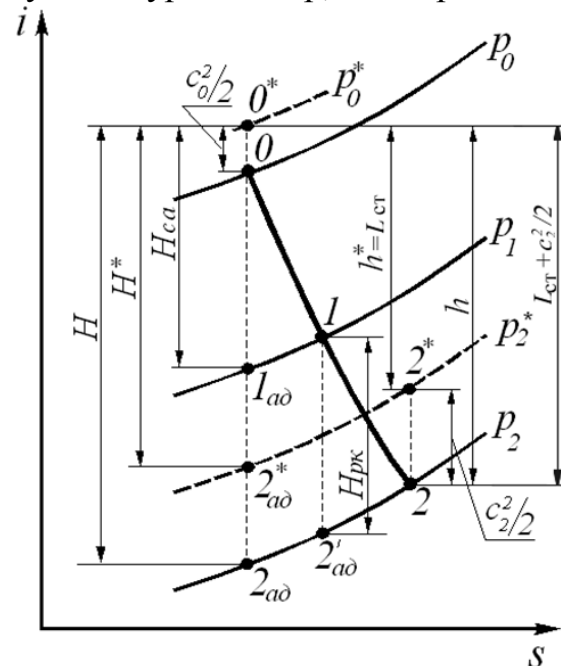


Рис. 4.6. Процесс расширения газа в ступени турбины в i,s - координатах

личие в значениях p_0 и p_0^* обычно не превышает 5...10%. Точка 0^* лежит на продолжении вверх адиабаты $0-2_{\text{ад}}$, причем в i,s - координатах ее расстояние от точки 0 согласно уравнению сохранения энергии равно $c_0^2/2$. Остальные обозначения на рис. 4.6 будут разъяснены ниже.

4.4. Основные параметры ступени турбины

Степенью понижения давления в ступени турбины называется отношение полного давления перед ступенью к статическому давлению за ней, т. е.

$$\pi_{\text{ст}} = \frac{p_0^*}{p_2},$$

а **степенью понижения давления в параметрах заторможенного потока соответственно** называется отношение полного давления перед ступенью к полному давлению за ней, т. е.

$$\pi_{\text{ст}}^* = \frac{p_0^*}{p_2^*}.$$

Эффективность работы ступени турбины оценивается её коэффициентами полезного действия. При этом используются три вида КПД:

1. КПД ступени (в параметрах заторможенного потока)

$$\eta_{\text{ст}} = \frac{L_{\text{ст}}}{H^*}, \quad (4.1)$$

где $L_{\text{ст}}$ – работа, которую совершает газ при его расширении в ступени турбины, создавая крутящий момент на валу рабочего колеса, а H^* – располагаемый теплоперепад в ступени турбины в параметрах заторможенного потока, равный

$$H^* = \frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma}-1} R_{\Gamma} T_0^* \left(1 - \frac{1}{e_{\text{ст}}^*} \right),$$

где T_0^* – полная температура газа перед ступенью турбины, а $e_{\text{ст}}^* = \pi_{\text{ст}}^* \frac{k_{\Gamma}-1}{k_{\Gamma}}$.

2. Мощностной КПД ступени

$$\eta_{\text{ст}} = \frac{L_{\text{ст}}}{H}, \quad (4.2)$$

где H – располагаемый теплоперепад в ступени турбины, равный

$$H = \frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma}-1} R_{\Gamma} T_0^* \left(1 - \frac{1}{e_{\text{ст}}} \right), \text{ а } e_{\text{ст}} = \pi_{\text{ст}} \frac{k_{\Gamma}-1}{k_{\Gamma}}.$$

3. Адиабатный КПД ступени

$$\eta_{\text{ад.ст}} = \frac{L_{\text{ст}} + c_2^2/2}{H}, \quad (4.3)$$

где c_2 - скорость газа на выходе из ступени турбины.

При построении характеристик ступени турбины в качестве параметров, характеризующих режим её работы, обычно используются также:

– параметр частоты вращения $n/\sqrt{T_0^*}$, где n – частота вращения рабочего колеса ступени турбины, или приведенная скорость λ_u , равная

$$\lambda_u = u_{\text{ср}}/a_{\text{кр}0} = u_{\text{ср}}/\sqrt{2 \frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma}+1} RT_0^*},$$

где $u_{\text{ср}}$ – окружная скорость на среднем радиусе рабочего колеса ступени турбины;

– параметр расхода газа $G_{\Gamma}\sqrt{T_0^*}/p_0^*$, где G_{Γ} – расход газа через ступень турбины;

– параметр работы на валу ступени $L_{\text{ст}}/T_0^*$.

Соответственно **характеристикой ступени турбины** называется зависимость её КПД, параметра работы и параметра расхода газа от параметра частоты вращения $n/\sqrt{T_0^*}$ (или λ_u) и степени понижения давления ($\pi_{\text{ст}}^*$ или $\pi_{\text{ст}}$).

Примерный вид характеристики ступени турбины при расчетном значении λ_u показан на рис. 4.7. При других значениях λ_u кривые на этой характеристике смещаются: при уменьшении λ_u максимум $\eta_{\text{ст}}^*$ и максимальное значение параметра расхода достигаются при меньших значениях $\pi_{\text{ст}}^*$. Увеличение λ_u приводит к обратному результату.

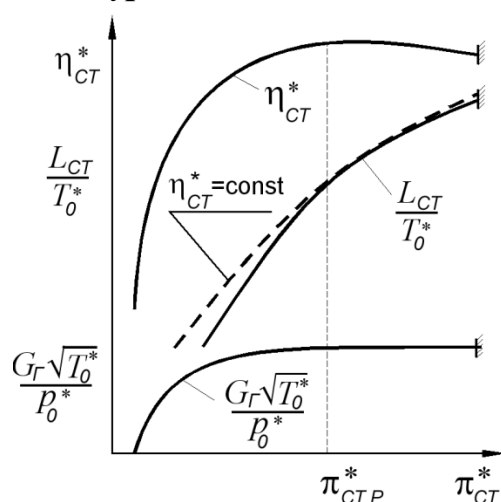


Рис. 4.7. Характеристика ступени турбины при $\lambda_u = \lambda_{uP}$

4.5. Описание стенда и объекта испытаний

В данной лабораторной работе объектом исследования являются каскады турбин ТРДДсм.

В качестве примера на рис. 4.8а представлена схема двухступенчатой турбины высокого давления (ТВД), а на рис. 4.8б – четырехступенчатой турбины низкого давления (ТНД) двигателя ПС-90А (рис. 1.16).

Турбина этого двигателя двухвальная, её роторы вращаются с разными частотами вращения. ТВД приводит во вращение компрессор высокого давления, а ТНД вращает компрессор низкого давления.

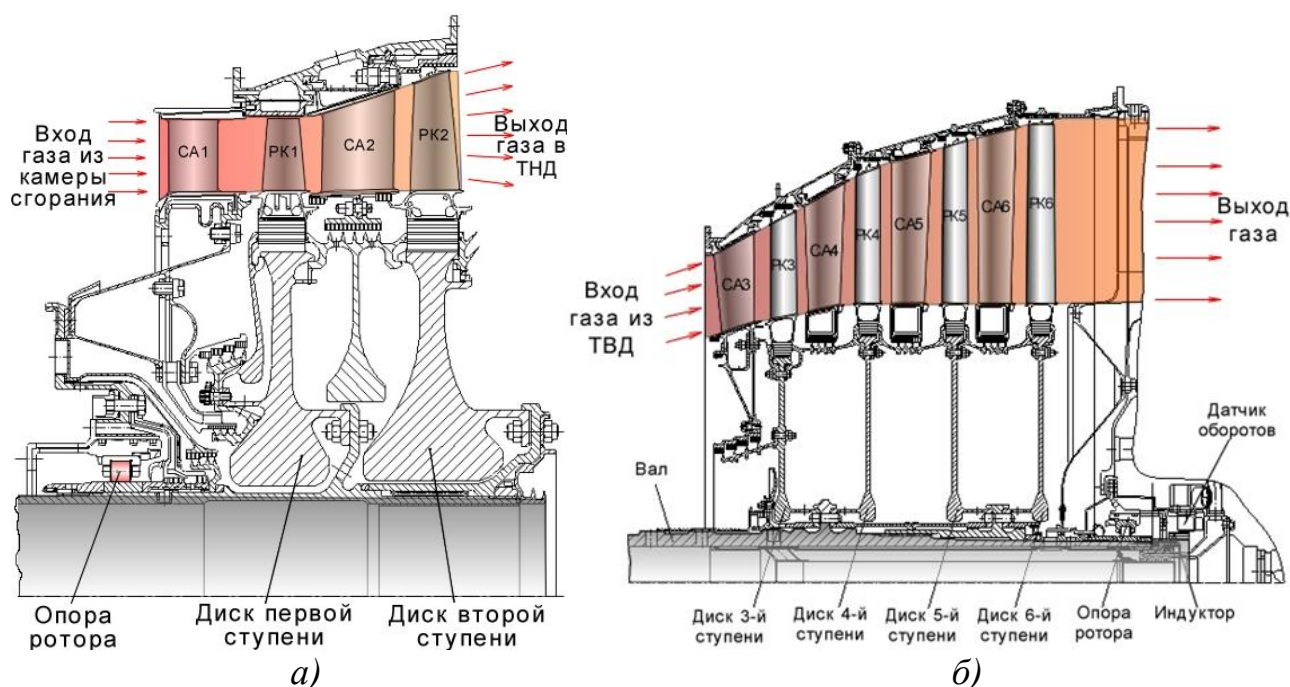


Рис. 4.8. Схема турбин двигателя ПС-90А:

а) турбина низкого давления; б) турбина высокого давления

4.6. Система измерений

Стенд, на котором установлен двигатель, оснащен приборами для измерения параметров газа перед и за каждым каскадом турбины. Система измерений представлена на рис. 4.9.

Для определения параметров, характеризующих режим работы и данные каскадов турбины, на двигателе предусмотрено измерение следующих величин.

1. Барометрическое давление наружного воздуха B_0 измеряется образцовым барометром (на схеме не показан).

2. Избыточное над атмосферным полное Δp^* и статическое Δp давления измеряются образцовыми манометрами.

3. Температура заторможенного потока воздуха измеряется тремя трехточечными экранированными термопарами с регистрацией осредненной величины термо-ЭДС на автоматическом потенциометре.

4. Частота вращения каскадов турбин измеряется стендовыми ферродинамическими тахометрами повышенной точности.

Результаты измерений параметров газового потока представлены в табл. 4.1 и табл. 4.2.

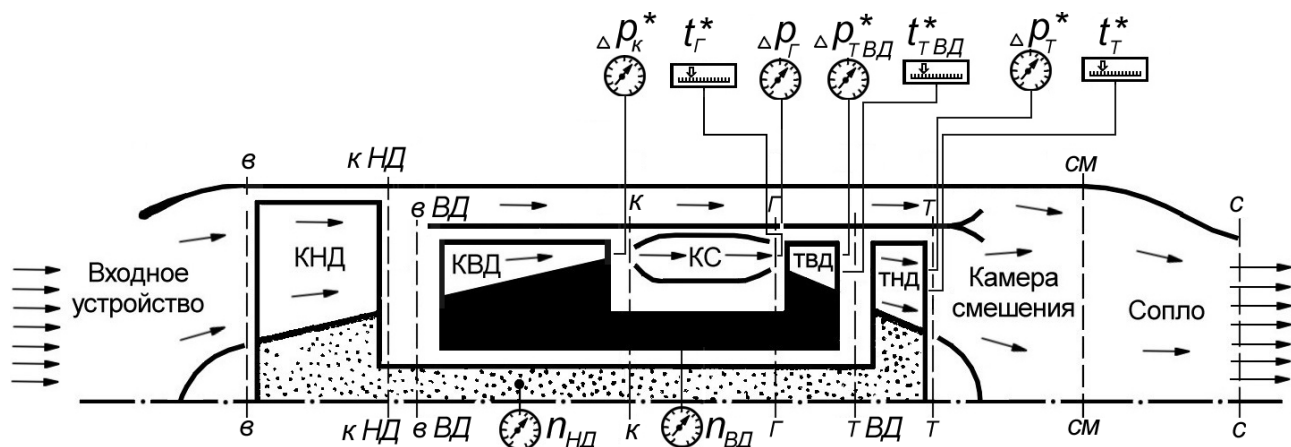


Рис. 4.9. Система измерений параметров газа в турбине

Таблица 4.1

Вариант	1	2	3	4	5	6	7
$n_{НД}$	0.75	0.775	0.8	0.825	0.85	0.875	0.9
Δp_K^* , дел.шкалы	174,8	187,4	200,3	214,8	230,9	245,6	261,5
$\Delta p_{Г}$, дел.шкалы	165,5	177,5	189,7	203,5	218,7	232,6	247,7
$\Delta p_{ТВД}^*$, дел.шкалы	56,4	61,5	66,8	72,7	79,3	85,2	91,7
$\Delta p_{Т}^*$, дел.шкалы	44,6	55,8	65,2	75,6	87,8	98	109,7
$t_{Г}^*$, °C	952,4	987,5	1022,4	1060,5	1102,2	1139,8	1178,5
$t_{ТВД}^*$, °C	642,4	668,5	694,6	723,1	754,3	782,4	811,3
$t_{Т}^*$, °C	460,2	472,4	485,7	501,6	518,7	534,5	550,3

Таблица 4.2

Вариант	8	9	10	11	12	13
$n_{НД}$	0.925	0.95	0.975	1.0	1.025	1,05
Δp_K^* , дел.шкалы	277,9	293,5	309,3	324,3	339,3	353,8
$\Delta p_{Г}$, дел.шкалы	263,2	278,1	293	307,2	321,4	335,1
$\Delta p_{ТВД}^*$, дел.шкалы	98,3	104,7	111,1	117,2	123,2	129,1
$\Delta p_{Т}^*$, дел.шкалы	121,4	132,4	143,7	154,3	164,7	174,2
$t_{Г}^*$, °C	1218,8	1257,8	1296,9	1332,7	1369,1	1405,9
$t_{ТВД}^*$, °C	841,4	870,5	899,8	926,5	953,7	981,2
$t_{Т}^*$, °C	566,3	582,6	597,9	612,9	629,3	645,3

4.7. Обработка результатов эксперимента

Используя результаты измерений (табл. 4.1 и табл. 4.2) параметров потока газа в различных сечениях проточной части каскадов турбин ТРДДсм, в которых установлены датчики давлений и температуры (рис. 4.9), следует определить следующие параметры.

1. Полное давление газа перед турбиной (в сечении $\Gamma - \Gamma$)

$$p_{\Gamma}^* = B_0 + \kappa_1 \sigma_{\text{КС}} \Delta p_{\text{К}}^* \cdot 133.2, \text{ Па},$$

где $\kappa_1 = 70$ - коэффициент, учитывающий цену деления образцового манометра, установленного за компрессором, $\sigma_{\text{КС}} = 0,97$ - коэффициент потерь полного давления в камере сгорания, а $B_0 = 760$ мм рт.ст. – атмосферное давление.

2. Статическое давление газа перед турбиной

$$p_{\Gamma} = B_0 + \kappa_1 \Delta p_{\Gamma} \cdot 133.2, \text{ Па}.$$

3. Полное давление за турбиной высокого давления (в сечении $T \text{ВД}- T \text{ВД}$)

$$p_{T \text{ВД}}^* = B_0 + \kappa_2 \Delta p_{T \text{ВД}}^* \cdot 133.2, \text{ Па},$$

где $\kappa_2 = 40$ - коэффициент, учитывающий цену деления образцового манометра, установленного за ТВД.

4. Полное давление за турбиной низкого давления (в сечении $t - t$)

$$p_t^* = B_0 + \kappa_3 \Delta p_t^* \cdot 133.2, \text{ Па},$$

где $\kappa_3 = 3.923$ - коэффициент, учитывающий цену деления образцового манометра, установленного за ТНД.

5. Степень понижения давления в турбине высокого давления

$$\pi_{T \text{ВД}}^* = \frac{p_{\Gamma}^*}{p_{T \text{ВД}}^*}.$$

6. Степень понижения давления в турбине низкого давления

$$\pi_{T \text{НД}}^* = \frac{p_{T \text{ВД}}^*}{p_t^*}.$$

7. Полную температуру перед турбиной высокого давления

$$T_{\Gamma}^* = t_{\Gamma}^* + 273, \text{ К}.$$

8. Полную температуру за турбиной высокого давления

$$T_{T \text{ВД}}^* = t_{T \text{ВД}}^* + 273, \text{ К}.$$

9. Полную температуру за турбиной низкого давления

$$T_t^* = t_t^* + 273, \text{ К}.$$

10. Работу, совершаемую газом при его расширении в турбине высокого давления

$$L_{T \text{ВД}} = c_{p_{\Gamma}} T_{\Gamma}^* - T_{T \text{ВД}}^*, \text{ Дж/кг},$$

где $c_{p_{\Gamma}} = 1246.3$, Дж/(кг·К) – теплоемкость газа перед турбиной высокого давления.

11. Коэффициент полезного действия турбины высокого давления в параметрах заторможенного потока

$$\eta_{\text{ТВД}}^* = \frac{1-\tau_{\text{ТВД}}^*}{1-e_{\text{ТВД}}^*},$$

где $\tau_{\text{ТВД}}^* = \frac{T_{\text{ТВД}}^*}{T_{\text{ТВД}}^*}$ - степень понижения температуры в турбине высокого давления,
 $e_{\text{ТВД}}^* = \pi_{\text{ТВД}}^* \frac{k_{\text{Г}}-1}{k_{\text{Г}}}$, а $k_{\text{Г}} = 1.3$.

12. Работу, совершаемую газом при его расширении в турбине низкого давления

$$L_{\text{ТНД}} = c_{\text{рГН}} (T_{\text{ТВД}}^* - T_{\text{Т}}^*), \text{ Дж/кг},$$

где $c_{\text{рГН}} = 1158.3$, Дж/(кг·К) – теплоемкость газа перед турбиной низкого давления.

13. Коэффициент полезного действия турбины низкого давления в параметрах заторможенного потока

$$\eta_{\text{ТНД}}^* = \frac{1-\tau_{\text{ТНД}}^*}{1-e_{\text{ТНД}}^*},$$

где $\tau_{\text{ТНД}}^* = \frac{T_{\text{ТВД}}^*}{T_{\text{Т}}^*}$ - степень понижения температуры в турбине низкого давления,
 $e_{\text{ТНД}}^* = \pi_{\text{ТНД}}^* \frac{k_{\text{Г}}-1}{k_{\text{Г}}}$, а $k_{\text{Г}} = 1.33$.

14. Газодинамическую функцию $\Pi \lambda_{\text{Г}}$ на входе в турбину высокого давления

$$\Pi \lambda_{\text{Г}} = \frac{p_{\text{Г}}}{p_{\text{Г}}^*}.$$

15. Приведенную скорость на входе в турбину высокого давления

$$\lambda_{\text{Г}} = \frac{k_{\text{Г}}+1}{k_{\text{Г}}-1} \left(1 - \Pi \lambda_{\text{Г}} \right)^{\frac{k_{\text{Г}}-1}{k_{\text{Г}}}}, \text{ где } k_{\text{Г}} = 1.3.$$

16. Относительную плотность тока на входе в турбину высокого давления

$$q \lambda_{\text{Г}} = \lambda_{\text{Г}} \frac{k_{\text{Г}}+1}{2} \left(1 - \frac{k_{\text{Г}}-1}{k_{\text{Г}}+1} \lambda_{\text{Г}}^2 \right)^{\frac{1}{k_{\text{Г}}-1}}.$$

17. Расход газа через турбину (в сечении $\Gamma - \Gamma$, рис. 4.9)

$$G_{\text{Г}} = m_{\text{Г}} \frac{p_{\text{Г}}^*}{T_{\text{Г}}^*} q(\lambda_{\text{Г}}) F_{\text{Г}}, \text{ кг/с},$$

где $m_{\text{Г}} = 0.0393 \frac{\text{кг} \cdot \text{К}}{\text{Дж}}^{0.5}$ – коэффициент, зависящий от физических свойств газа; $F_{\text{Г}} = 0.085 \text{ м}^2$ – площадь проходного сечения перед турбиной.

18. Коэффициент расхода турбины высокого давления

$$G_{\text{ЗТВД}} = \frac{G_{\text{Г}}}{p_{\text{Г}}^*} \frac{T_{\text{Г}}^*}{10^5}.$$

19. Коэффициент расхода турбины низкого давления

$$G_{\text{ЗТНД}} = \frac{G_{\text{Г}}}{p_{\text{ТВД}}^*} \frac{T_{\text{ТВД}}^*}{10^5}.$$

20. Параметр работы турбины высокого давления

$$\frac{L_{ТВД}}{T_{Г}^*}.$$

21. Параметр работы турбины низкого давления

$$\frac{L_{ТНД}}{T_{ГВД}^*}.$$

22. Осевую скорость газа перед турбиной высокого давления

$$c_{аГ} = \lambda_{Г} \sqrt{2 \frac{k_{Г}}{k_{Г}+1} R_{Г} T_{Г}^*}, \text{ м/с, где } k_{Г} = 1,3, \text{ а } R_{Г} = 287.4, \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}.$$

23. Относительную плотность тока на выходе из турбины высокого давления

$$q \lambda_{ТВД} = \frac{G_{Г} \sqrt{T_{ТВД}^*}}{m_{Г} p_{ТВД}^* F_{ТВД}},$$

где $m_{Г} = 0.0397 \frac{\text{кг}\cdot\text{К}}{\text{Дж}}^{0.5}$ – коэффициент, зависящий от физических свойств газа; $F_{ТВД} = 0.162 \text{ м}^2$ – площадь проходного сечения за турбиной высокого давления.

24. Приведенную скорость за турбиной высокого давления $\lambda_{ТВД}$. Её следует определить по таблицам газодинамических функций, используя значение $q \lambda_{ТВД}$. Таблицы приведены в прил. 1 данного пособия.

25. Осевую скорость газа за турбиной высокого давления

$$c_{аТВД} = \lambda_{ТВД} \sqrt{2 \frac{k_{Г}}{k_{Г}+1} R_{Г} T_{ТВД}^*}, \text{ м/с, где } k_{Г} = 1,33, \text{ а } R_{Г} = 287.6, \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}.$$

26. Относительную плотность тока на выходе из турбины низкого давления

$$q \lambda_{Т} = \frac{G_{Г} \sqrt{T_{Т}^*}}{m_{Г} p_{Т}^* F_{Т}},$$

где $F_{Т} = 0.404 \text{ м}^2$ – площадь проходного сечения за турбиной низкого давления.

27. Приведенную скорость за турбиной низкого давления $\lambda_{Т}$ по таблицам газодинамических функций, используя значение $q \lambda_{Т}$ (прил. 1).

28. Осевую скорость газа за турбиной низкого давления

$$c_{аТ} = \lambda_{Т} \sqrt{2 \frac{k_{Г}}{k_{Г}+1} R_{Г} T_{Т}^*}, \text{ м/с, где } k_{Г} = 1,33, \text{ а } R_{Г} = 287.6, \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}.$$

4.8. Отчетность по лабораторной работе

Отчет по лабораторной работе должен содержать:

1. Протокол, содержащий изложенный в пункте 4.7 алгоритм обработки результатов эксперимента и результаты расчетов по этому алгоритму.

2. Несколько графиков (по указанию преподавателя), построенных с использованием полученных расчетом следующих численных зависимостей

$$\eta_{\text{ТВД}}^* = f n_{\text{НД}}, \eta_{\text{ТНД}}^* = f n_{\text{НД}}, \eta_{\text{ТНД}}^* = f n_{\text{НД}}, L_{\text{ТВД}} T_{\text{Г}}^* = f n_{\text{НД}},$$

$$L_{\text{ТНД}} T_{\text{ТВД}}^* = f n_{\text{НД}}, G_{\text{З ТВД}} = f n_{\text{НД}}, G_{\text{З ТНД}} = f n_{\text{НД}}, c_{\text{а Г}} = f n_{\text{НД}},$$

$$c_{\text{а ТВД}} = f n_{\text{НД}}, c_{\text{а Т}} = f n_{\text{НД}}.$$

4.9. Контрольные вопросы

1. Для чего предназначена турбина, входящая в состав авиационного газотурбинного двигателя?
2. Как изменяются давление, температура и скорость потока газа при прохождении его через турбину?
3. Назовите основные параметры ступени турбины.
4. Запишите формулы и поясните физическую сущность различных КПД, оценивающих эффективность работы ступени турбины.
5. Объясните, как влияет изменение $\pi_{\text{СТ}}^*$ на течение газа в ступени турбины.
6. Что называется характеристикой турбины, в каких координатах она изображается?
7. Расскажите, как зависит расход газа через ступень турбины (параметр расхода) от $\pi_{\text{СТ}}^*$ и λ_u .
8. Какие потери существуют в ступени турбины?
9. Изобразите и объясните зависимость параметра работы на валу ступени турбины $L_{\text{СТ}}/T_0^*$ от $\pi_{\text{СТ}}^*$.
10. Изобразите и объясните зависимость КПД ступени $\eta_{\text{СТ}}^*$ от $\pi_{\text{СТ}}^*$.
11. Расскажите о системе измерений параметров газового потока в каскадах турбины двигателя.
12. Как определяются КПД ступени турбины $\eta_{\text{СТ}}^*$ при испытаниях двигателя?

Лабораторная работа № 5

Определение основных параметров камеры сгорания по результатам стендовых испытаний ТРДДсм (4 часа)

5.1. Цель и содержание работы

1. Изучение процессов, происходящих в камере сгорания, и ее конструкции.
2. Изучение устройства типичной установки для испытаний камеры сгорания.
3. Изучение системы измерения параметров воздуха и газа в проточной части двигателя с целью определения параметров камеры сгорания.
4. Освоение методики обработки результатов экспериментального определения параметров потока воздуха и газа в проточной части ТРДДсм с целью определения параметров камеры сгорания.

5.2. Общие сведения

Камера сгорания газотурбинного двигателя (рис. 5.1) *предназначена* для повышения температуры сжатого в компрессоре воздуха путем сжигания в нем топлива и направления образовавшихся продуктов сгорания с заданной температурой в турбину.

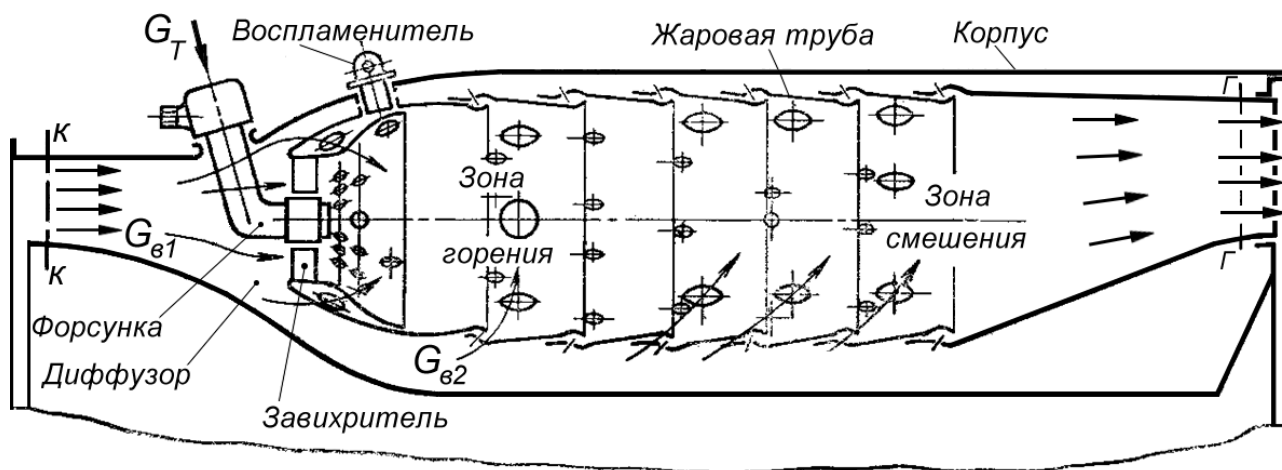


Рис. 5.1. Схема камеры сгорания

5.2.1. Основные закономерности процесса горения топлива

Горение топливовоздушной смеси в камере сгорания двигателя представляет собой сложный физико-химический процесс, который можно условно рас-

считать состоящим из следующих последовательно протекающих процессов.

Распыливание представляет собой процесс дробления жидкого топлива на мелкие капли. При уменьшении среднего диаметра капель их общая поверхность увеличивается, что ускоряет прогрев и испарение топлива и облегчает последующий процесс смешения. В ГТД распыливание происходит в процессе впрыска топлива под давлением через форсунки. Распыл улучшается при увеличении перепада давления на форсунке и при повышении плотности среды.

Испарение распыленного топлива определяется интенсивностью подвода теплоты от воздуха к каплям и скоростью отвода от них образовавшегося пара, т.е. температурой и давлением воздуха, скоростью его движения относительно капли, размером капель и их температурой.

Смешение паров топлива с воздухом происходит путем диффузии и в значительной мере вследствие турбулентного перемешивания потока.

Воспламенение горючей смеси топлива с воздухом происходит от факела пламени, непрерывно существующего в работающих камерах сгорания.

Предельные значения коэффициента избытка воздуха ($\alpha_{\min}$ и $\alpha_{\max}$), при которых пламя от источника зажигания еще может распространяться по всему объему смеси, называют **пределами воспламеняемости смеси**. Понижение давления и особенно температуры смеси сужает эти пределы. Обычно пределы воспламеняемости однородных гомогенных смесей авиационных керосинов с воздухом составляют от $\alpha_{\min} \approx 0,5...0,6$ до $\alpha_{\max} \approx 1,3...1,6$.

Горение – это химическая реакция окисления топливовоздушной смеси кислородом воздуха, сопровождающаяся выделением большого количества теплоты и образованием видимого пламени.

Турбулентность, искривляя фронт пламени, резко увеличивает его поверхность, повышая тем самым объем смеси, вовлекаемый в процесс горения в единицу времени. При большой степени турбулентности фронт пламени разрывается, и от него отделяются небольшие объемы, которые, проникая в свежую смесь, воспламеняют ее, еще больше ускоряя процесс. Скорость распространения пламени в турбулентном потоке зависит от степени турбулентности потока. С понижением давления в потоке топливной смеси (например, при увеличении высоты полета) его турбулентность снижается из-за уменьшения числа Re. Это отрицательно сказывается на скорости горения.

В действительности указанные процессы протекают не строго последовательно, а в значительной степени одновременно.

5.2.2. Организация процесса горения в камерах сгорания

Организация процесса горения топлива в камерах ГТД основывается на **двух принципах**, позволяющих обеспечить устойчивое горение топлива:

1. Разделение всего потока воздуха на две части, из которых только одна часть $G_{в1}$ (рис. 5.1) подается непосредственно в **зону горения**, где за счет этого создается необходимый для устойчивого горения состав смеси. Другая часть $G_{в2}$ направляется в обход зоны горения (охлаждая снаружи жаровую трубу) в так называемую **зону смешения** (перед турбиной), где смешивается с продуктами сгорания, понижая в нужной мере их температуру.

2. Стабилизация пламени в зоне горения путем создания в ней **зоны обратных токов**, заполненной горячими продуктами сгорания, непрерывно поджигающими свежую горючую смесь.

В передней части жаровой трубы камеры сгорания, которую называют **фронтным устройством**, размещаются форсунка для подачи топлива и лопаточный завихритель (рис. 5.1 и рис. 5.2). Для уменьшения скорости воздуха в камеру на входе в нее (за компрессором) выполняется диффузор, благодаря которому скорость воздуха перед фронтным устройством обычно не превышает 50 м/с.

Воздух, поступающий в камеру сгорания из компрессора, делится на две части (рис. 5.1). Первая часть (так называемый **первичный** поток воздуха $G_{в1}$) поступает непосредственно через фронтное устройство к месту расположения факела распыла топливной форсунки и используется для формирования богатой топливной смеси такого состава, который обеспечивал бы на всех режимах достаточно быстрое и устойчивое сгорание.

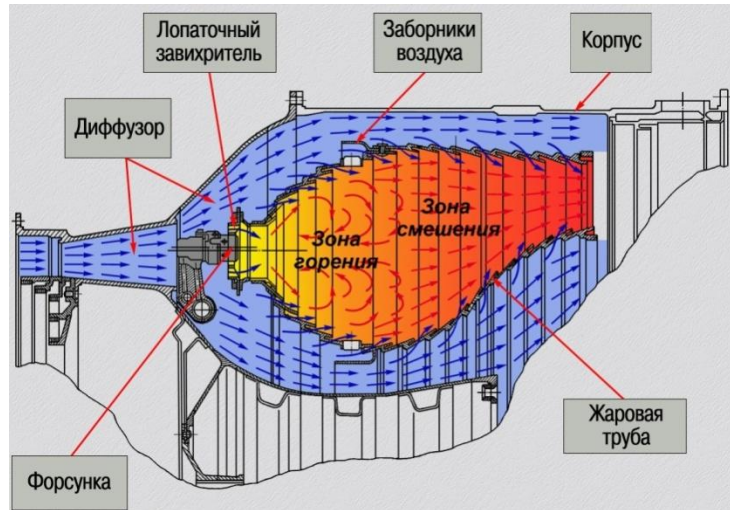


Рис. 5.2. Зона обратных токов в основной камере сгорания

Вторая его часть (так называемый **вторичный** поток воздуха $G_{в2}$) через боковые отверстия в жаровой трубе поступает в камеру для завершения процесса горения (первичного воздуха для этого недостаточно). Общее количество воздуха, поступающего в зону горения, обеспечивает в ней коэффициент избытка воздуха порядка $\alpha=1,6...1,8$, что соответствует устойчивому горению, полному сгоранию и температуре порядка 1800...1900 К.

Если допустимая температура газов перед турбиной ниже этой величины, то необходимый для её уменьшения **вторичный** воздух ($G_{в2}$) поступает в жаровую трубу через задние ряды отверстий или щелей, быстро снижая их температуру до допустимой. При этом важно подчеркнуть, что, если какая-то часть топлива не успеет сгореть до попадания в зону смешения, то дальнейшее ее догорание практически уже не произойдет, так как температура газа в этой части

камеры резко падает, а коэффициент избытка воздуха значительно возрастает до значений, превышающих предел устойчивого горения.

Воздух в переднюю часть жаровой трубы поступает через завихритель (рис. 5.2), лопасти которого закручивают поток (подобно лопастям входного направляющего аппарата компрессора). Далее воздух движется вдоль поверхности жаровой трубы в виде конической вихревой струи. Вихревое движение воздуха приводит к понижению давления в области за завихрителем, вследствие чего в эту область устремляются горячие продукты сгорания из расположенных дальше от фронтального устройства участков жаровой трубы. В результате здесь возникает зона обратных токов.

Топливозвоздушная смесь, образовавшаяся за фронтальным устройством, при запуске двигателя поджигается огненной струей, создаваемой пусковым воспламенителем (рис. 5.1). Но в последующем горячие продукты сгорания вовлекаются в зону обратных токов и обеспечивают непрерывное поджигание свежей смеси. Кроме того, горячие газы, циркулирующие в этой зоне, являются источником теплоты, необходимой для быстрого испарения топлива.

5.2.3. Основные параметры камер сгорания ГТД

Для оценки совершенства камер сгорания используются следующие основные параметры камер сгорания:

1. **Коэффициент полноты сгорания** η_r – это отношение количества теплоты Q , реально подведенной к единице массы воздуха в камере сгорания, к теоретически возможному её значению Q_0 , которое выделилось бы в камере при полном сгорании топлива и при отсутствии потерь теплоты через её стенки

$$\eta_r = \frac{Q}{Q_0}. \quad (5.1)$$

Если теплотворность топлива равна H_u (для авиационных керосинов она составляет 42900...43100 кДж/кг), то

$$Q_0 = \frac{G_T H_u}{G_B},$$

где G_B – расход воздуха через камеру сгорания, G_T – расход топлива.

На расчетном режиме обычно $\eta_r = 0,97...0,98$.

2. **Коэффициент восстановления полного давления** σ_{kc} – это отношение осредненного полного давления на выходе из камеры сгорания к полному давлению на входе в неё

$$\sigma_{kc} = \frac{p_r^*}{p_k^*}. \quad (5.2)$$

Обычно $\sigma_{kc} = 0,92...0,96$.

3. **Коэффициент избытка воздуха** α – это отношение количества воздуха G_B , действительно поступающего в камеру сгорания в единицу времени, к теор-

ретиически необходимому количеству воздуха для полного сгорания топлива G_T , поступающего в камеру за то же время

$$\alpha = \frac{G_B}{G_T L_0}, \quad (5.3)$$

где L_0 – количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания одного килограмма топлива. Для авиационного керосина $L_0 = 14,7 \dots 14,9 \frac{\text{кг возд}}{\text{кг топл}}$.

При $\alpha = 1$ смесь топлива с воздухом называется **стехиометрической**. При $\alpha < 1$, т.е. когда воздуха не хватает для полного сгорания (топливо содержится в избытке) смесь называется **богатой**, а если $\alpha > 1$ – **бедной**.

5.2.4. Характеристики камер сгорания авиационных ГТД

В условиях эксплуатации основные камеры сгорания авиационных ГТД работают в широком диапазоне изменения режимных параметров, таких как коэффициент избытка воздуха α , давление p_K^* и температура T_K^* на входе в камеру сгорания. Эти параметры оказывают влияние на эффективность работы камер сгорания, оцениваемую коэффициентом полноты сгорания η_r .

Коэффициент избытка воздуха α характеризует состав топливовоздушной смеси и режим работы камеры сгорания, так как от него непосредственно зависят температура газа на выходе из камеры сгорания и полнота сгорания. При этом наибольшая полнота сгорания ($\eta_{r, \text{макс}}$) достигается при оптимальном для данной камеры значении коэффициента избытка воздуха ($\alpha_{\text{опт}}$). Например, для камеры сгорания, рассчитанной на получение температуры газов перед турбиной $T_{r^*} = 1600 \dots 1650 \text{ К}$, $\alpha_{\text{опт}} \approx 2,5 \dots 3$.

При изменении режима полета или режима работы двигателя значение α существенно изменяется, вследствие чего изменяется и полнота сгорания. Коэффициент α особенно сильно изменяется на переходных и неуставившихся режимах работы двигателя. Значительное изменение состава топливовоздушной смеси может в течение короткого времени привести не только к резкому снижению полноты сгорания, но и к погасанию (срыву) пламени.

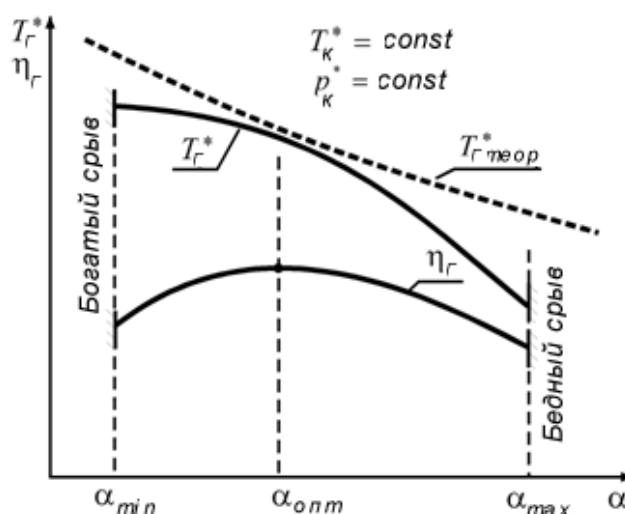


Рис. 5.3. Зависимость параметров камеры сгорания от α

Снижение полноты сгорания при $\alpha < \alpha_{\text{опт}}$ объясняется переобогащением топливовоздушной смеси в зоне горения вследствие увеличения подачи топлива или уменьшения расхода воздуха, в результате чего (из-за недостатка кислорода) топливо в зоне горения сгорает не полностью и несгоревшая часть его выносится в зону смешения. А в зоне смешения (из-за пониженного значения температуры в ней) процесс горения практически прекращается. При значительном уменьшении коэффициента α ($\alpha < \alpha_{\text{мин}}$ – рис. 5.3) происходит чрезмерное переобогащение топливом зоны горения. Это вызывает резкое снижение температуры газов в зоне обратных токов и погасание пламени ("богатый" срыв).

Увеличение α при $\alpha > \alpha_{\text{опт}}$ также приводит к снижению полноты сгорания из-за обеднения топливом зоны горения. Скорость распространения пламени при этом уменьшается и часть топливовоздушной смеси, не успев прореагировать полностью в зоне горения, уносится потоком в зону смешения. При значительном обеднении топливовоздушной смеси происходит существенное уменьшение как температуры в зоне горения, так и стабилизирующего действия зоны обратных токов. В результате при $\alpha > \alpha_{\text{макс}}$ возникает "бедный" срыв пламени.

На рис. 5.3 представлена качественная зависимость температуры газа на выходе из камеры сгорания ($T_{\text{Г}}^*$), ее теоретического значения ($T_{\text{Г.теор}}^*$) и коэффициента полноты сгорания ($\eta_{\text{Г}}$) от коэффициента избытка воздуха α . Температура $T_{\text{Г.теор}}^*$ определена при условии полного сгорания топлива (то есть при $\eta_{\text{Г}} = 1,0$). Видно, что уменьшение полноты сгорания при α , отличном от $\alpha_{\text{опт}}$, приводит к существенному увеличению разницы между действительной температурой сгорания и ее теоретическим значением.

Зависимость $\eta_{\text{Г}}$ от α при $T_{\text{К}}^* = \text{const}$ и $p_{\text{К}}^* = \text{const}$ называется *характеристикой камеры сгорания по составу смеси*.

Изменение параметров потока воздуха на входе в камеру ($p_{\text{К}}^*$ и $T_{\text{К}}^*$) не оказывает влияния на качественное протекание характеристик, но приводит к количественному изменению как коэффициента полноты сгорания $\eta_{\text{Г}}$, так и пределов устойчивого горения $\alpha_{\text{мин}}$ и $\alpha_{\text{макс}}$.

Снижение $T_{\text{К}}^*$ приводит к уменьшению $\eta_{\text{Г}}$ и $\Delta\alpha = \alpha_{\text{макс}} - \alpha_{\text{мин}}$, поскольку замедляется процесс испарения топлива и снижается нормальная скорость горения топливовоздушной смеси.

Значительное снижение $p_{\text{К}}^*$ (что может наблюдаться с подъемом на большую высоту) также приводит к уменьшению $\eta_{\text{Г}}$ и $\Delta\alpha$. Это связано с уменьшением числа Re в потоке, обтекающем элементы камеры сгорания, и следовательно, со снижением степени турбулентности потока. В результате

снижается интенсивность передачи теплоты в зоне обратных токов и скорость распространения пламени. Кроме того, снижение расхода воздуха (пропорционального при прочих равных условиях p_k^*) обуславливает (при данном α) пропорциональное снижение расхода топлива и, как следствие, ухудшение качества его распыла форсунками.

На рис. 5.4 показана типичная зависимость коэффициента полноты сгорания **от давления** p_k^* . При давлениях, превышающих 120...140 кПа, полнота сгорания сохраняет высокое значение. Но при давлениях, меньших 100 кПа (что может наблюдаться, например, с подъемом на высоту), полнота сгорания топлива значительно снижается.

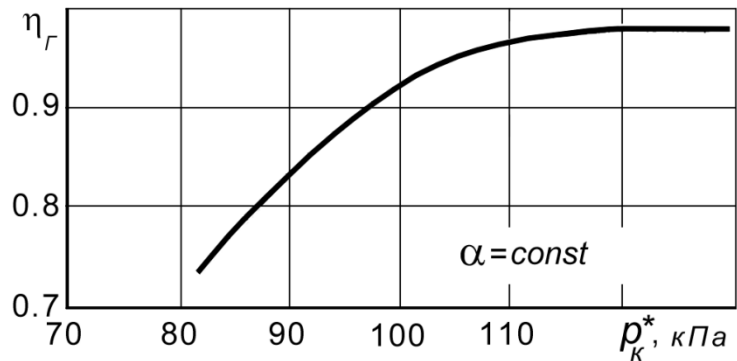


Рис. 5.4. Зависимость η_g от давления на входе в камеру сгорания

Потери полного давления потока, текущего через камеру сгорания, обуславливаются двумя следующими причинами:

- гидравлическими потерями, связанными с вязкостным трением, вихреобразованием, смешением струй разного направления и разной скорости и т.п.;
- снижением полного давления при подводе теплоты к дозвуковому потоку газа (так называемым "тепловым сопротивлением").

Соответственно значение $\sigma_{к.с}$ принято определять как $\sigma_{к.с} = \sigma_{гидр} \sigma_{тепл}$.

5.3. Описание установки и объекта испытаний

Типичная схема установки для определения характеристик модели камеры сгорания представлена на рис. 5.5.

Воздух от компрессора через задвижку поступает в электрический подогреватель, который имитирует повышение температуры воздуха в компрессоре авиационного ГТД и поддерживает температуру на входе в камеру сгорания постоянной.

Из подогревателя воздух через мерное сопло поступает в камеру сгорания. Давление подаваемого воздуха регулируется путем стравливания части его через дроссельную заслонку в атмосферу.

Продукты сгорания через дроссельную заслонку отводятся в атмосферу (в случае работы камеры сгорания на режиме $p_k^* > p_H$) или отсасываются через задвижку эксгаустером высотной установки (при $p_k^* < p_H$).

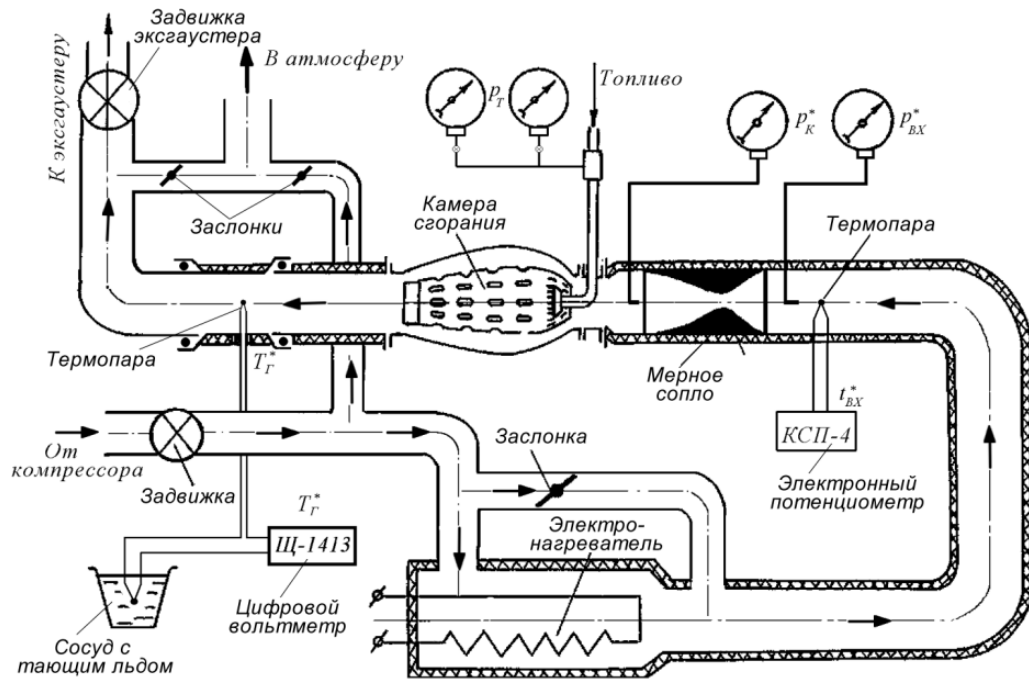


Рис. 5.5. Принципиальная схема установки для определения характеристик модели камеры сгорания

В данной лабораторной работе объектом испытаний является камера сгорания ТРДДсм.

Стенд, на котором установлен двигатель, оснащен приборами для измерения параметров газа перед камерой сгорания и за ней (рис. 5.6).

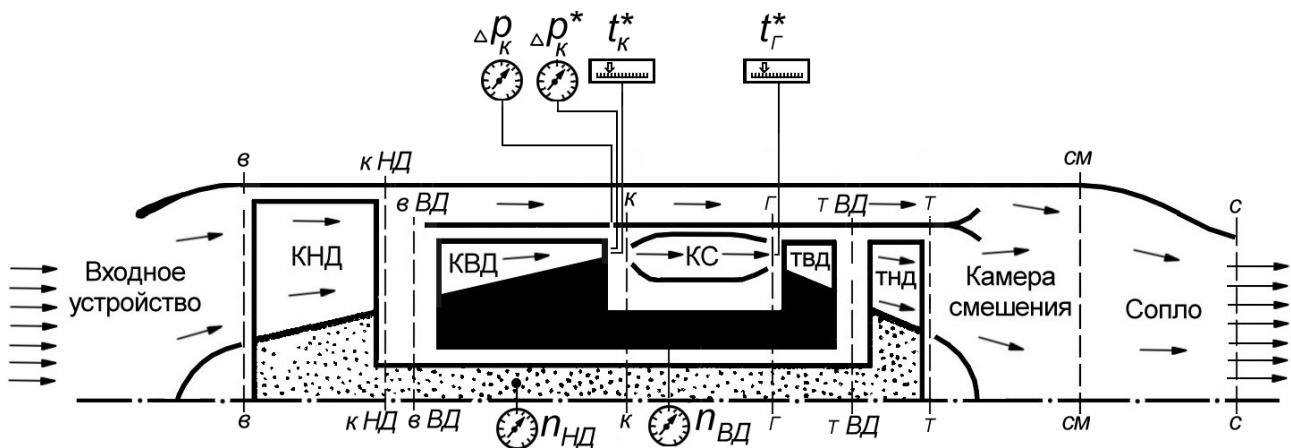


Рис. 5.6. Система измерений параметров газа в камере сгорания

Для определения параметров, характеризующих режим работы камеры сгорания, на двигателе предусмотрено измерение следующих величин.

1. Барометрическое давление наружного воздуха B_0 измеряется образцовым барометром (на схеме не показан).

2. Избыточное над атмосферным полное Δp^* и статическое Δp давления за компрессором измеряются образцовыми манометрами.

3. Температура заторможенного потока воздуха и газа измеряется тремя трехточечными экранированными термopарами с регистрацией осредненной величины термо-ЭДС на автоматическом потенциометре.

4. Частота вращения роторов двигателя измеряется стендовыми ферродинамическими тахометрами повышенной точности.

Результаты измерений параметров газового потока представлены в табл. 5.1 и табл. 5.2.

Таблица 5.1

Вариант	1	2	3	4	5	6	7
$n_{\text{НД пр}}$	0,75	0,775	0,8	0,825	0,85	0,875	0,9
$\Delta p_{\text{к}}^*$, дел.шкалы	174,8	187,4	200,3	214,8	230,9	245,6	261,5
$\Delta p_{\text{к}}$, дел.шкалы	167,2	179,3	191,8	205,8	221,3	235,5	250,8
$t_{\text{к}}^*$, °C	437,5	451,5	466,4	482,4	499,4	515,1	530,5
$\Delta p_{\text{г}}^*$, дел.шкалы	169,6	181,8	194,3	208,4	224	238,2	253,7
$t_{\text{г}}^*$, °C	952,4	987,5	1022,4	1060,5	1102,2	1139,8	1178,5
$G_{\text{т}}$, кг/с	0,787	0,86	0,944	1,034	1,13	1,231	1,336

Таблица 5.2

Вариант	8	9	10	11	12	13
$n_{\text{НД пр}}$	0,925	0,95	0,975	1	1,025	1,05
$\Delta p_{\text{к}}^*$, дел.шкалы	277,9	293,5	309,3	324,3	339,3	353,8
$\Delta p_{\text{к}}$, дел.шкалы	266,7	281,8	297	311,6	326	340
$t_{\text{к}}^*$, °C	546,7	563,1	579,6	594,7	609,8	625
$\Delta p_{\text{г}}^*$, дел.шкалы	269,6	284,7	300	314,6	329,1	343,2
$t_{\text{г}}^*$, °C	1218,8	1257,8	1296,9	1332,7	1369,1	1405,9
$G_{\text{т}}$, кг/с	1,444	1,555	1,666	1,776	1,887	1,997

5.4. Обработка результатов эксперимента

Используя результаты измерений параметров потока воздуха и газа перед и за камерой сгорания ТРДДсм (табл. 5.1 и табл. 5.2), следует определить следующие параметры.

1. Полное давление воздуха за компрессором высокого давления

$$p_{\text{к}}^* = 133,2(B_0 + \kappa_1 \Delta p_{\text{к}}^*), \text{ Па},$$

где $\kappa_1 = 70$ – коэффициент, учитывающий цену деления образцового манометра, установленного за компрессором, а $B_0 = 760$ мм рт.ст. – атмосферное давление.

2. Статическое давление воздуха за компрессором высокого давления

$$p_k = 133.2 B_0 + \kappa_1 \Delta p_k, \text{ Па.}$$

3. Полное давление воздуха перед турбиной

$$p_\Gamma^* = 133.2 B_0 + \kappa_1 \Delta p_\Gamma^*, \text{ Па.}$$

4. Полную температуру за компрессором высокого давления

$$T_k^* = t_k^* + 273, \text{ К.}$$

5. Полную температуру за камерой сгорания

$$T_\Gamma^* = t_\Gamma^* + 273, \text{ К.}$$

6. Газодинамические функции за компрессором высокого давления:

$$\Pi \lambda_k = \frac{p_k}{p_k^*};$$

$$\lambda_k = \frac{\frac{k+1}{k-1}}{1 - \Pi \lambda_k^{\frac{k-1}{k}}};$$

$$q \lambda_k = \lambda_k \frac{k+1}{2} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_k^2\right)^{\frac{1}{k-1}}, \text{ где } k=1.4.$$

7. Расход воздуха на выходе из компрессора высокого давления

$$G_{BI} = m \frac{p_k^*}{T_k^*} q(\lambda_k) F_k, \text{ кг/с,}$$

где $m = 0.0404 \frac{\text{кг} \cdot \text{К}}{\text{Дж}}^{0.5}$ – размерный коэффициент, зависящий от показателя адиабаты и газовой постоянной воздуха; $F_k = 0.046 \text{ м}^2$ – площадь проточной части за компрессором.

8. Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания

$$\alpha = \frac{G_{BI}}{G_T L_0},$$

где для авиационного керосина $L_0 = 14.7 \dots 14.9$ кг возд./кг топл. – количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания одного килограмма топлива.

9. Условную теплоемкость процесса горения топлива в камере сгорания

$$c_\Pi = 0.883 + 0.000209 T_\Gamma^* + 0.46 T_k^*, \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К).}$$

10. Действительное количество теплоты, выделившейся в камере сгорания при сгорании топлива

$$Q = c_\Pi (T_\Gamma^* - T_k^*), \text{ кДж/кг.}$$

11. Теоретическое количество теплоты, которое выделилось бы в камере при полном сгорании топлива и при отсутствии потерь теплоты через её стенки

$$Q_0 = \frac{G_T H_u}{G_{BI}}, \text{ кДж/кг,}$$

где H_u – теплотворность топлива (для авиационных керосинов она составляет величину 42900...43100 кДж/кг).

12. Коэффициент полноты сгорания топлива в камере сгорания

$$\eta_{\Gamma} = \frac{Q}{Q_0}.$$

13. Коэффициент сохранения полного давления в камере сгорания

$$\sigma_{\text{КС}} = \frac{p_{\Gamma}^*}{p_{\text{К}}^*}.$$

5.5. Отчетность по лабораторной работе

Отчет по лабораторной работе должен содержать:

1. Протокол, содержащий изложенный в пункте 5.4 алгоритм обработки результатов эксперимента и результаты расчетов по этому алгоритму.

2. Графики, построенные с использованием полученных расчетом зависимостей $\alpha = f n_{\text{нд}}$, $\eta_{\Gamma}^* = f n_{\text{нд}}$, $\sigma_{\text{КС}} = f n_{\text{нд}}$.

5.6. Контрольные вопросы

1. Как организуется процесс горения топлива в камерах сгорания?

2. Какими причинами вызывается снижение полного давления потока в камере сгорания?

3. Объясните влияние коэффициента избытка воздуха α на полноту сгорания топлива.

4. Каковы причины срыва (погасания) пламени в камере при предельных значениях α ?

5. Расскажите (по рис. 5.6) о системе измерений параметров газа в камере сгорания.

Лабораторная работа № 6

Экспериментальное определение дроссельной характеристики ТРДДсм на стенде (4 часа)**6.1. Цель и содержание работы**

1. Изучение устройства стенда, предназначенного для испытаний авиационных ГТД.
2. Ознакомление с измерительной аппаратурой и методами регистрации параметров рабочего процесса ГТД на установившихся режимах его работы.
3. Экспериментальное определение дроссельных характеристик ТРДДсм.
4. Построение и анализ дроссельной характеристики ТРДДсм.

6.2. Общие сведения

Дроссельными характеристиками ГТД прямой реакции называются зависимости тяги P и удельного расхода топлива $C_{уд}$ двигателя от частоты вращения одного из его роторов (обычно ротора низкого давления) при заданных условиях полета (M_H и H) и принятой программе управления двигателем.

Дроссельные характеристики, полученные на стенде и приведенные к стандартным земным атмосферным условиям, носят название *стендовых*.

Вид дроссельных характеристик двигателя в значительной степени зависит от его схемы, расчетных параметров и особенностей регулирования его элементов. Однако качественно дроссельные характеристики всех ГТД прямой реакции являются аналогичными друг другу.

Типичная дроссельная характеристика ГТД прямой реакции приведена на рис. 6.1б. Характеристика построена в относительных координатах, то есть все параметры двигателя отнесены к их значениям на максимальном режиме его работы. Точками на характеристиках отмечены основные режимы работы двигателя.

Для удобства проведения штурманских расчетов и расчетов параметров самолета та же дроссельная характеристика может быть представлена в виде зависимости относительного удельного расхода топлива $\bar{C}_{уд}$ от относительной тяги $\bar{P}$ (рис. 6.1а).

Дросселирование двигателя (ниже режима "Максимал") осуществляется уменьшением подачи топлива в основную камеру сгорания и соответственно температуры газов перед турбиной и за ней. Частота вращения ротора снижается. При этом снижается и расход воздуха через двигатель

$$G_B = m \frac{p_B^*}{T_B^*} q(\lambda_B) F_B$$

из-за снижения относительной плотности тока $q(\lambda_b)$ на входе в него. Уменьшается также и скорость истечения газов из сопла

$$c_c = \varphi_c \sqrt{2c_p T_{cm}^* \left[1 - \left(\frac{p_H}{p_{cm}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

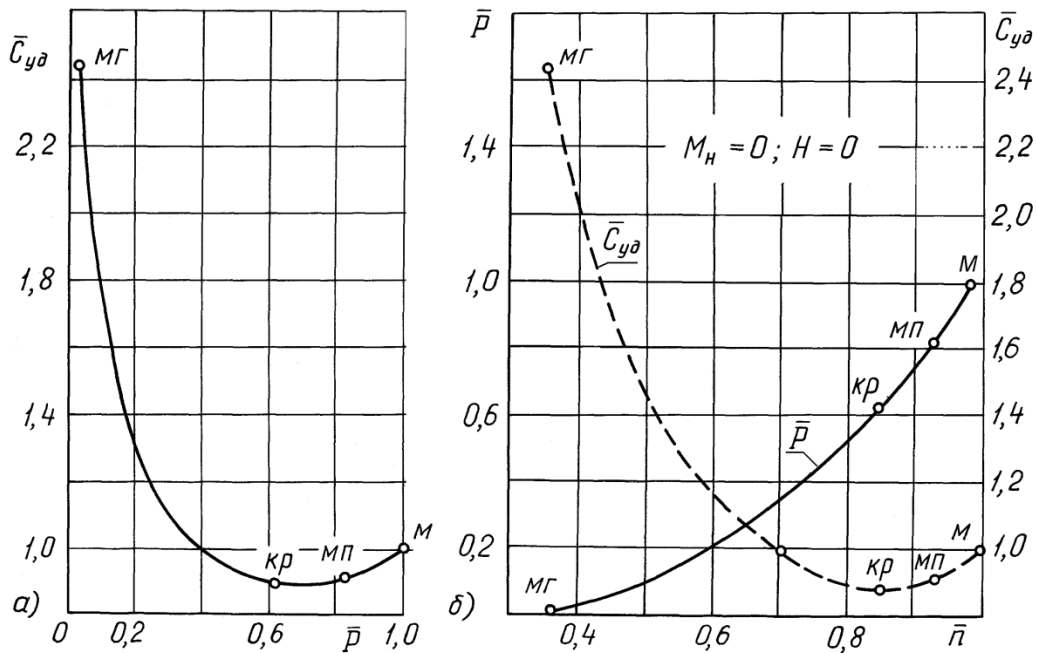


Рис. 6.1. Дроссельная характеристика ГТД прямой реакции

вследствие падения температуры и давления газа за турбиной и в наружном контуре. В результате за счет уменьшения расхода воздуха и скорости истечения газа тяга двигателя

$$P = G_b(c_c - V)$$

непрерывно уменьшается вплоть до режима малого газа.

Удельный расход топлива

$$C_{уд} = \frac{3600V}{H_u \eta_{п}}$$

при $V = \text{const}$ обратно пропорционален полному КПД $\eta_{п}$. При снижении $\bar{n}$ он вначале уменьшается, достигая при $\bar{n}_{кр} = 0,8 \dots 0,9$ (крейсерские режимы) своего минимального значения, а затем интенсивно увеличивается.

Причины такого характера изменения $C_{уд}$ заключаются в следующем.

1. На изменение удельного расхода топлива при уменьшении частоты вращения $\bar{n}$ оказывают влияние два противоположно действующих фактора: снижение внутреннего КПД $\eta_{вн}$ и увеличение тягового КПД $\eta_{тяг}$ (рис. 6.2).

Внутренний КПД термодинамического цикла двигателя снижается по причине одновременного уменьшения параметров рабочего процесса: $\pi = p_k^*/p_H$ и $\Delta = T_\Gamma^*/T_H$ (рис. 6.3).

Поэтому дросселирование ГТД любого типа всегда приводит к уменьшению внутреннего КПД.

Но при небольшом снижении частоты вращения внутренний КПД уменьшается незначительно (рис. 6.2), так как наряду со снижением степени подогрева Δ происходит некоторое увеличение КПД процесса сжатия (вследствие снижения чисел M_{W1} и соответственно волновых потерь в каскадах компрессора).

$$\text{Тяговый КПД } \eta_{\text{тяг}} = \frac{2}{1 + c_c/V} \text{ заметно}$$

возрастает вследствие значительного уменьшения c_c .

В результате полный КПД двигателя $\eta_\Pi = \eta_{\text{вн}} \eta_{\text{тяг}}$ обычно возрастает, а $C_{\text{уд}}$ соответственно снижается.

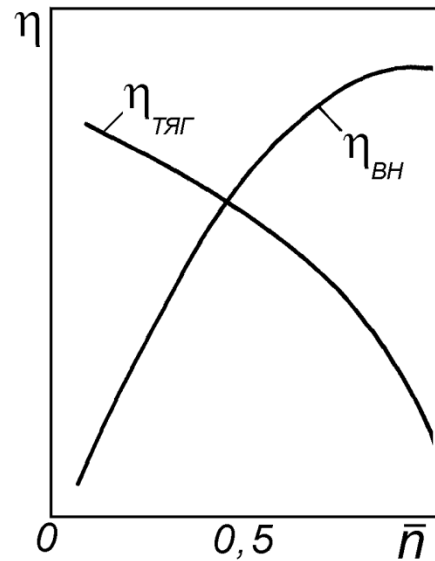


Рис. 6.2. Качественное изменение внутреннего и тягового КПД при изменении частоты вращения

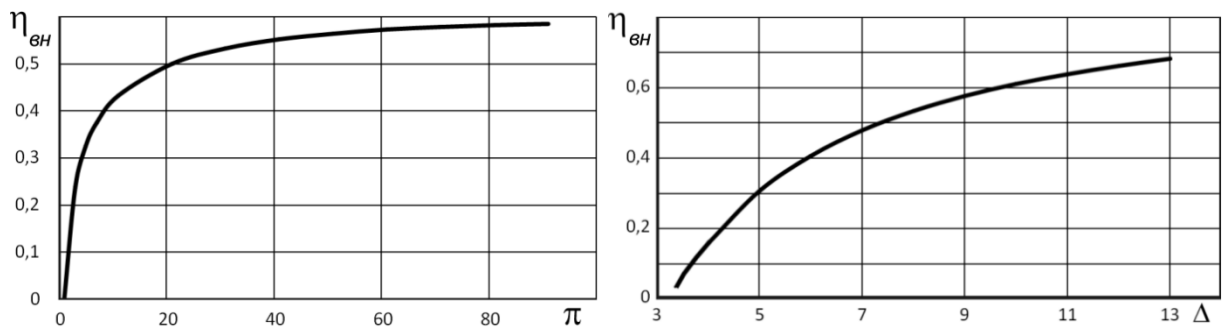


Рис. 6.3. Зависимость внутреннего КПД термодинамического цикла от π и Δ

2. Такое снижение $C_{\text{уд}}$ при переходе от максимального к крейсерским режимам оказывается тем более существенным, чем меньше степень двухконтурности и выше температура газа перед турбиной (т.е. чем больше скорость истечения газа из сопла и соответственно ниже тяговый КПД на максимальном режиме), а также чем меньше скорость полета (т.е. ниже по этой причине тяговый КПД на максимальном режиме).

3. Но при значительном снижении частоты вращения ротора (роторов) двигателя внутренний КПД падает уже весьма существенно (из-за значитель-

ного уменьшения π и Δ), а тяговый КПД возрастает слабо (он уже близок к единице). Поэтому здесь удельный расход топлива существенно возрастает.

Описанный характер изменения $C_{уд}$ при дросселировании ГТД прямой реакции наблюдается в широком диапазоне скоростей полета, включая и $V = 0$.

Необходимо отметить также, что при незначительном снижении частоты вращения (по сравнению с её значением на максимальном режиме) температура газа перед турбиной и за ней быстро падает. Это связано с тем, что работа, потребляемая компрессором, на установившихся режимах пропорциональна примерно квадрату частоты вращения ротора компрессора.

Но до тех пор, пока перепад давлений в нерегулируемом реактивном сопле превышает критический или близок к нему, степень понижения давления в турбине не изменяется (она «заперта» соплом). Поэтому работа турбины практически пропорциональна $\bar{T}_\Gamma^*$. В результате, как это следует из условия баланса работ турбины и компрессора, в этом диапазоне режимов работы двигателя $\bar{T}_\Gamma^*$ примерно пропорциональна квадрату частоты вращения.

Если бы перепад давлений в выходном сопле двигателя оставался сверхкритическим, то такой характер изменения $\bar{T}_\Gamma^*$ по частоте вращения ротора двигателя наблюдался бы во всем диапазоне её изменения, как показано штриховой линией на рис. 6.4. Но при глубоком дросселировании двигателя, когда перепад давлений в реактивном сопле становится существенно меньше критического, соответственно снижается и степень понижения давления в турбине π_T^* и ее коэффициент полезного действия η_T^* (как это следует из характеристики турбины, рис. 4.7). Поэтому для получения необходимого значения работы на валу турбины

$$L_T = C_p T_\Gamma^* \left(1 - \frac{1}{e_T^*} \right) \eta_T^*, \text{ где } e_T^* = \pi_T^* \frac{k-1}{k}$$

для поддержания заданной частоты вращения ротора двигателя автоматика двигателя увеличивает подачу топлива, что и приводит к росту T_Γ^* .

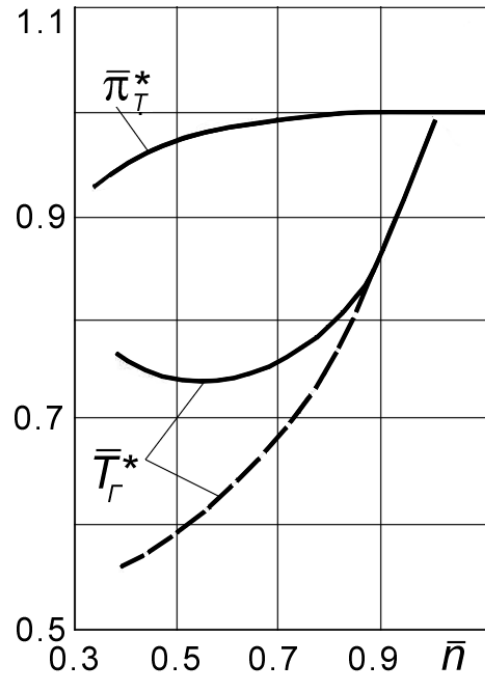


Рис. 6.4. Изменение $\bar{T}_\Gamma^*$ и π_T^* при изменении частоты вращения двигателя

Поэтому темп снижения $\bar{T}_\Gamma^*$ при уменьшении частоты вращения замедляется, а при переходе к режиму "Малый газ" может наблюдаться даже некоторое воз-
растание $\bar{T}_\Gamma^*$, как показано на рис. 6.4 сплошной линией.

6.3. Описание испытательного стенда

На рис. 6.5 представлен типичный стенд, предназначенный для испытаний авиационных турбореактивных двигателей. Он размещен в боксе, состоящем из шахты всасывания, рабочего помещения, в котором устанавливается испытываемый двигатель и необходимое испытательное оборудование, шахты выхлопа и вспомогательных помещений.

Шахты всасывания и выхлопа закрываются откатными крышками.

Шахта всасывания непосредственно сообщается с боксом. Шахта выхлопа отделена от него стеной, за которой расположен рассеиватель газовой струи, обеспечивающий необходимый поворот потока и равномерное распределение его по шахте выхлопа. В обеих шахтах расположены шумоглушающие устройства.

Испытываемый двигатель устанавливается на станке, позволяющем замерять его тягу.

В рабочем помещении бокса при работе двигателя образуется два воздушных потока. Один поступает к двигателю и проходит через него в качестве рабочего тела, а второй – эжектируется газами, выходящими из сопла в эжекторную трубу. Эжектируемый поток холодного воздуха обеспечивает охлаждение двигателя снаружи и, подмешиваясь к выхлопным газам двигателя, снижает температуру потока в шахте выхлопа.

Дистанционное управление двигателем производится из кабины наблюдения, отделенной от испытательного бокса.

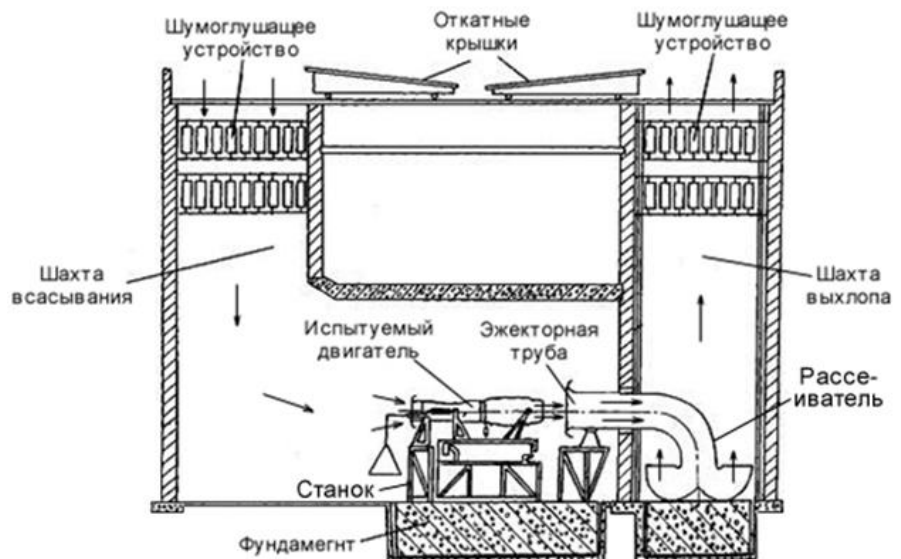


Рис. 6.5. Стенд для испытаний авиационных турбореактивных двигателей

В кабине наблюдения размещены: пульт управления и различное приборное оборудование.

В данной лабораторной работе объектом испытаний является двухконтурный двухвальный турбореактивный двигатель со смешением потоков (ТРДДсм). Схема двигателя и система измерения параметров воздуха и газа в различных сечениях двигателя представлена на рис. 6.6.

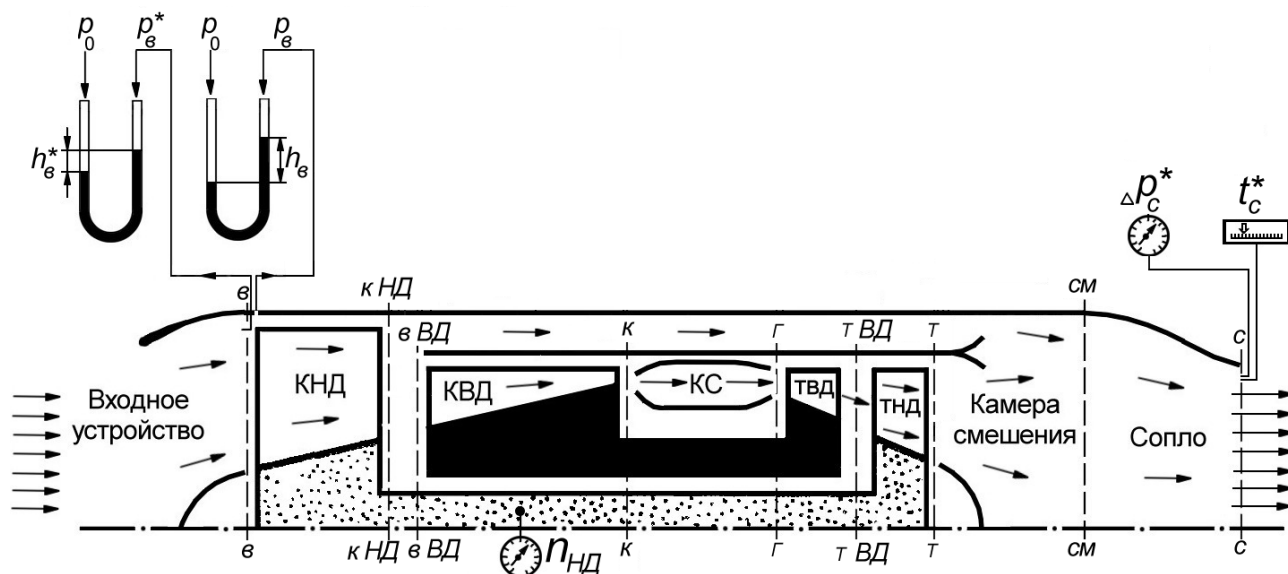


Рис. 6.6. Схема двигателя и системы измерения

6.4. Система измерений

Для определения параметров, характеризующих режим работы двигателя, предусмотрено измерение следующих величин.

1. Барометрическое давление наружного воздуха B_0 измеряется образцовым барометром (на схеме не показан).

2. Избыточное над атмосферным полное и статическое давления на входе в компрессор измеряются U-образными водяными манометрами (пьезометрами). К одному колену этих манометров подводится полное или статическое давление, а к другому - барометрическое давление наружного воздуха p_0 .

3. Избыточное над атмосферным полное давление на выходе из сопла Δp_c^* измеряется образцовым манометром.

4. Температура заторможенного потока газа на выходе из сопла измеряется тремя трехточечными экранированными термопарами типа ХК (хромель-копель) с регистрацией осредненной величины термо-ЭДС на автоматическом потенциометре.

5. Частота вращения ротора низкого давления $n_{нд}$ измеряется стендовыми ферродинамическими тахометрами повышенной точности.

6. Измерение расхода топлива производится весовым способом, то есть путем определения времени выработки заданного количества топлива из весового бака.

Результаты измерений параметров потока представлены в табл. 6.1 и табл. 6.2.

Таблица 6.1

Вариант	1	2	3	4	5	6	7
$n_{\text{нд}}$	0,75	0,775	0,8	0,825	0,85	0,875	0,9
$h_{\text{в}}, \text{ мм вод.ст.}$	-1271,9	-1351,5	-1435,4	-1528,5	-1621,9	-1725,6	-1836,1
$h_{\text{в}}^*, \text{ мм вод.ст.}$	-42,2	-42,2	-42,2	-42,2	-42,2	-42,2	-42,2
$\Delta p_{\text{с}}^*, \text{ дел.шкалы}$	111,6	129,4	147,2	165,3	184,6	203,9	224
$t_{\text{с}}^*, \text{ }^{\circ}\text{C}$	107,4	113,4	120	127,2	134,7	142,2	149,4
$G_{\text{т}}, \text{ кг/с}$	0,787	0,86	0,944	1,034	1,13	1,231	1,336

Таблица 6.2

Вариант	8	9	10	11	12	13
$n_{\text{нд}}$	0.925	0.95	0.975	1.0	1.025	1,05
$h_{\text{в}}, \text{ мм вод.ст.}$	-1953,4	-2071,7	-2198,2	-2326,8	-2447,4	-2568,8
$h_{\text{в}}^*, \text{ мм вод.ст.}$	-42,2	-42,2	-42,2	-42,2	-42,2	-42,2
$\Delta p_{\text{с}}^*, \text{ дел.шкалы}$	244,1	264,5	283,8	302,7	320,5	337,2
$t_{\text{с}}^*, \text{ }^{\circ}\text{C}$	156,9	164,4	171,6	178,5	185,7	192,9
$G_{\text{т}}, \text{ кг/с}$	1,444	1,555	1,666	1,776	1,887	1,997

6.5. Порядок обработки результатов эксперимента

Используя результаты измерений (табл. 6.1 и табл. 6.2) параметров потока воздуха и газа в различных сечениях проточной части двигателя, в которых установлены датчики давлений и температуры (рис. 6.6), следует определить значения следующих величин.

а). В сечении (в – в) на входе в компрессор двигателя:

1. Статическое давление воздуха

$$p_{\text{в}} = p_0 + 9.81 h_{\text{в}}, \text{ Па},$$

где $p_0 = B_0 \cdot 133.2$, Па – барометрическое давление наружного воздуха в Па;

$B_0 = 760$ мм рт.ст. – барометрическое давление наружного воздуха в мм рт.ст.

(1 мм рт.ст.=133.2 Па); $h_{\text{в}}$ – избыточное над атмосферным статическое давление воздуха в мм вод.ст. на входе в компрессор двигателя, приведенное в табл. 6.1 и табл. 6.2 (1 мм вод.ст.=9.81 Па).

Примечание: При вычислении $p_{\text{в}}$ и ниже $p_{\text{в}}^*$ необходимо учитывать знаки $h_{\text{в}}$ и $h_{\text{в}}^*$, указанные в табл. 6.1 и табл. 6.2.

2. Полное давление воздуха (давление заторможенного потока воздуха)

$$p_{\text{в}}^* = p_0 + 9.81 h_{\text{в}}^*, \text{ Па},$$

где h^*_B – избыточное над атмосферным полное давление в мм вод.ст. на входе в компрессор двигателя, приведенное в табл. 6.1 и табл. 6.2.

3. Значение газодинамической функции $\Pi \lambda_B$

$$\Pi \lambda_B = \frac{p_B}{p_B^*}.$$

4. Приведенную скорость (число лямбда)

$$\lambda_B = \frac{k+1}{k-1} \sqrt{1 - \Pi \lambda_B^{\frac{k-1}{k}}},$$

где $k=1.4$ – показатель адиабаты для воздуха.

5. Значение относительной плотности тока

$$q \lambda_B = \frac{c_B \rho_B}{(c\rho)_{кр}} = \lambda_B \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_B^2 \frac{1}{k-1}}.$$

6. Полную температуру воздуха (температуру заторможенного потока воздуха)

$$T_B^* = t_B^* + 273 = t_0 + 273, \text{ К, где } t_0 = 15^\circ \text{С}.$$

7. Расход воздуха через двигатель

$$G_B = m_B \frac{p_B^*}{T_B^*} q(\lambda_B) F_B, \text{ кг/с,}$$

где $m_B = 0.0404 \frac{\text{кг} \cdot \text{К}}{\text{Дж}}^{0.5}$ – размерный коэффициент, зависящий от показателя адиабаты и газовой постоянной воздуха; $F_B = 2.099 \text{ м}^2$ – площадь проточной части на входе в двигатель.

б). В сечении (с - с) на выходе из сопла:

1. Полную температуру (температуру заторможенного потока воздуха)

$$T_c^* = t_c^* + 273, \text{ К.}$$

2. Полное давление (давление заторможенного потока воздуха)

$$p_c^* = 133.2 \kappa_1 \Delta p_c^* + B_0, \text{ Па,}$$

где Δp_c^* – избыточное над атмосферным полное давление газа на выходе из сопла (в сечении с – с) в делениях шкалы образцового манометра (табл. 6.1 и табл. 6.2); $\kappa_1=2$ – коэффициент, учитывающий цену деления шкалы образцового манометра.

в). Другие параметры, необходимые для определения тяги и удельного расхода топлива двигателя

1. Степень понижения давления газа в сопле

$$\pi_c = \frac{p_c^*}{p_n},$$

где $p_n = 101325 \text{ Па}$ – атмосферное давление.

2. Скорость истечения газа из сопла

$$c_c = \varphi_c \sqrt{2 c_{пр} T_c^* \left(1 - \frac{1}{e_c}\right)}, \text{ м/с,}$$

где $\varphi_c \approx 0.98$ – коэффициент скорости сопла;

$c_{pr}=1158.3$ ДЖ/(кг·К) – теплоемкость газа при постоянном давлении;

$e_c = \pi_c^{\frac{k_r-1}{k_r}}$, ($k_r=1.33$ – показатель адиабаты газа).

3. Расход газа через сопло

$$G_T = G_B + G_T, \text{ кг/с.}$$

4. Тягу двигателя

$$P = G_T c_c / 1000, \text{ кН.}$$

5. Удельный расход топлива

$$C_{уд} = \frac{3600 \cdot G_T}{1000 \cdot P}, \text{ кг/(Н·ч).}$$

6.6. Отчетность по лабораторной работе

Отчет по лабораторной работе должен содержать:

1. Протокол, содержащий изложенный в пункте 6.5 алгоритм обработки результатов эксперимента и численные результаты расчетов по этому алгоритму.

2. Графики, построенные с использованием полученных расчетом зависимостей $P = f n_{нд}$, $C_{уд} = f n_{нд}$, $C_{уд} = f P$.

6.7. Контрольные вопросы

1. Что называется дроссельной характеристикой ГТД прямой реакции?
2. Расскажите об устройстве стенда для испытаний ГТД прямой реакции (схема бокса, размещение двигателя в боксе, подвод воздуха к двигателю и его охлаждение и т.д.).
3. Какие параметры измеряются на стенде при испытаниях двигателя?
4. Расскажите о системе измерения параметров воздуха и газа в проточной части двигателя для определения его тяги.
5. Расскажите о системе измерения расхода топлива в двигателе.
6. Расскажите о методике определения расхода воздуха через двигатель.
7. Объясните характер протекания тяги и удельного расхода топлива по частоте вращения РНД.
8. Объясните характер изменения температуры газа перед турбиной по частоте вращения РНД.
9. Что называется удельным расходом топлива двигателя?
10. Что называется полным КПД двигателя?
11. Как зависит удельный расход топлива двигателя от полного КПД?

Лабораторная работа № 7

Экспериментальное определение дроссельной характеристики ТВаД на стенде (4 часа)

7.1. Цель и содержание работы

1. Ознакомление с устройством стенда, предназначенного для испытаний вертолетных ГТД.
2. Ознакомление с методами измерения и регистрации параметров рабочего процесса ТВаД на установившихся режимах работы.
3. Определение дроссельной характеристики вертолетного ТВаД по результатам его стендовых испытаний.

7.2. Общие сведения

Турбовальным авиационным вертолетным двигателем (ТВаД) называется газотурбинный двигатель, у которого вся развиваемая им мощность через выходной вал передается на несущий и рулевой винт, если он установлен.

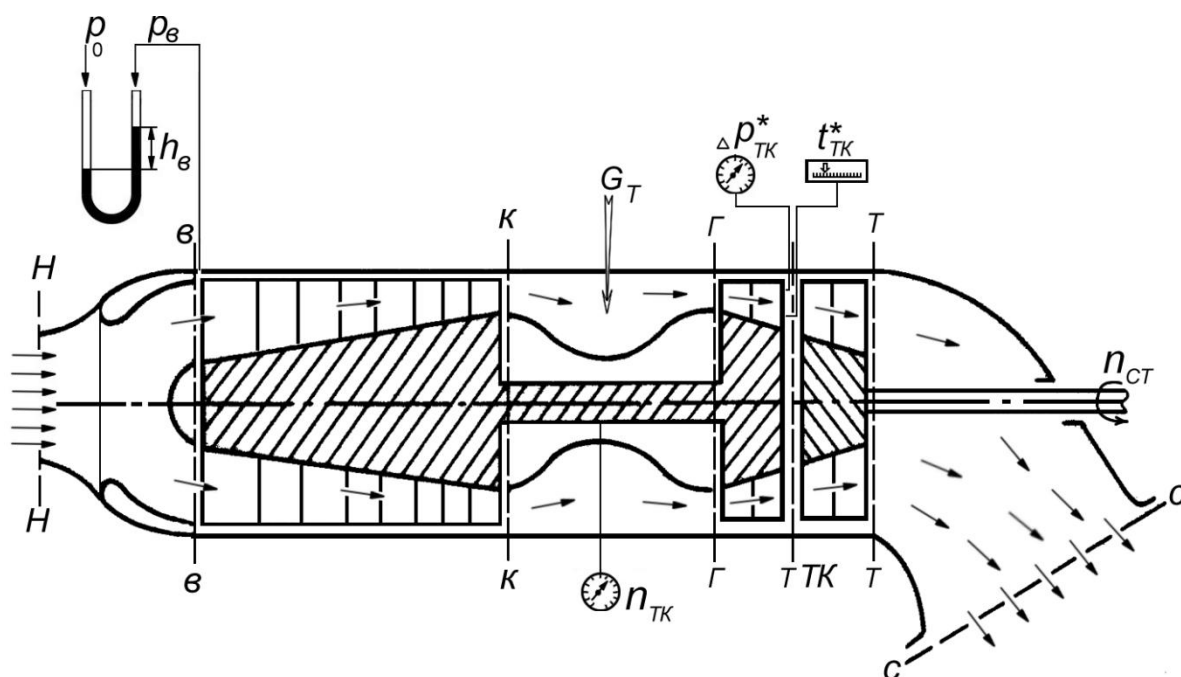


Рис. 7.1. Схема двигателя и системы измерений параметров потока

ТВаД с однокаскадным компрессором (рис. 7.1) состоит из газогенератора, который включает компрессор, камеру сгорания, турбину, вращающую компрессор, и свободной турбины, вращающей несущий и хвостовой винт (ес-

ли он установлен). Турбина компрессора и свободная турбина механически не связаны между собой и вращаются с различными частотами.

Дроссельной характеристикой турбовального ГТД называется зависимость мощности на валу свободной турбины N_e и удельного расхода топлива C_e от частоты вращения ротора турбокомпрессора n_{TK} при данных атмосферных условиях p_H и T_H .

Типичная дроссельная характеристика ТВаД представлена на рис. 7.2. При дросселировании двигателя (снижении n_{TK}) мощность N_e непрерывно уменьшается, а удельный расход топлива C_e возрастает.

Для анализа причин, обуславливающих указанный характер изменения мощности и удельного расхода топлива по n_{TK} , необходимо рассмотреть изменение основных параметров рабочего процесса: температуры газа перед турбиной T_g^* , степени повышения давления в компрессоре π_k^* и степени понижения давления в турбине компрессора π_{TK}^* , а также расхода воздуха G_B при изменении n_{TK} . Типичное изменение перечисленных параметров показано на рис. 7.3 и 7.4. Проанализируем эти зависимости.

На любом установившемся режиме выполняется условие $L_K = \text{const } L_{TK}$. Так как при снижении частоты вращения интенсивно падает работа, затрачиваемая на вращение компрессора L_K (и связанное с ней значение π_k^*), то это приводит и к интенсивному уменьшению работы L_{TK} турбины, вращающей компрессор. Работа турбины компрессора, как известно, зависит от температуры газа T_g^* и степени понижения давления в ней π_{TK}^* . Режим те-

чения в сопловом аппарате первой ступени свободной турбины обычно докритический, поэтому π_{TK}^* в процессе дросселирования двигателя несколько уменьша-

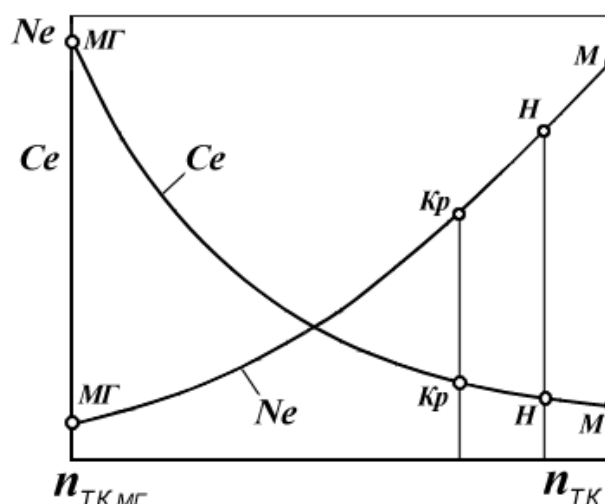


Рис. 7.2. Дроссельная характеристика турбовального авиационного ГТД

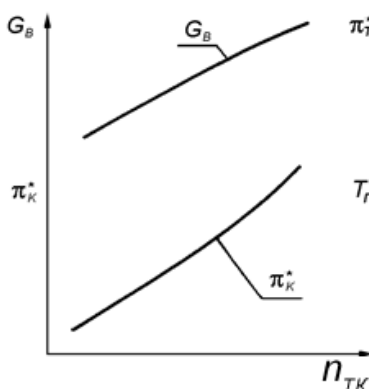


Рис. 7.3

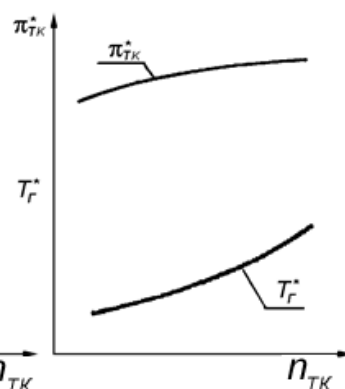


Рис. 7.4

ется в сопловом аппарате первой ступени свободной турбины обычно докритический, поэтому π_{TK}^* в процессе дросселирования двигателя несколько уменьша-

ется.

Соответственно температура газа T_{Γ}^* вследствие падения L_{κ} уменьшается, но это уменьшение несколько менее значительно, чем в двигателях, в которых реализуется условие $\pi_{\text{т.к}}^* = \text{const}$.

Одновременное снижение π_{κ}^* и T_{Γ}^* (и соответственно $\pi \approx \pi_{\kappa}^*$ и $\Delta = T_{\Gamma}^*/T_H$) приводит:

а) к снижению работы термодинамического цикла и удельной мощности двигателя $N_{e \text{ уд}} \approx L_{\text{ц}}$ при $\pi_{\kappa}^* < \pi_{\kappa \text{ опт}}^*$ (рис. 7.5).

б) к снижению внутреннего КПД двигателя $\eta_{\text{вн}}$ (рис. 7.6).

При снижении частоты вращения падает также расход воздуха

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

из-за снижения относительной плотности тока $q(\lambda_{\text{в}})$ на входе в компрессор.

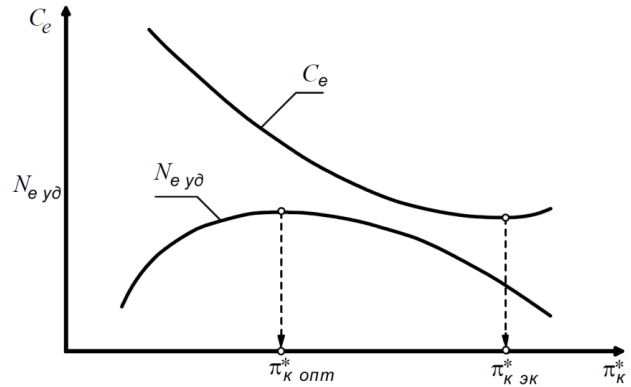


Рис. 7.5. Зависимость $N_{e \text{ уд}}$ и C_e от π_{κ}^*

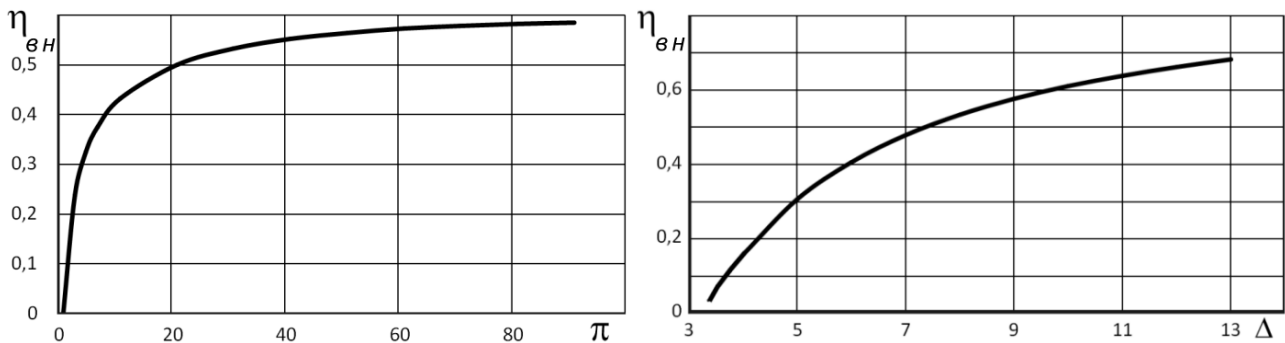


Рис. 7.6. Зависимость внутреннего КПД термодинамического цикла от π и Δ

Удельный расход топлива ТВаД однозначно связан с внутренним КПД двигателя $\eta_{\text{вн}}$ соотношением $C_e = \frac{3600}{\eta_{\text{вн}} H_u}$. Поэтому при снижении $n_{\text{тк}}$ из-за падения $\eta_{\text{вн}}$ удельный расход топлива ТВаД непрерывно возрастает.

Этим ТВаД принципиально отличается от ГТД прямой реакции, у которых $C_{\text{уд}}$ зависит не только от внутреннего КПД, но и от потерь с выходной скоростью, поэтому удельный расход имеет минимум.

Особенностью системы управления ТВaД является наличие двух управляемых параметров, определяющих режим работы силовой установки – частоты вращения турбокомпрессора $n_{\text{ТК}}$ и частоты вращения свободной турбины $n_{\text{СТ}}$ (а значит и несущего винта $n_{\text{НВ}}$) – и только одного управляющего фактора – подачи топлива в камеру сгорания. Поэтому в системе автоматического управления формируются заданные значения обоих параметров, а в качестве единственного управляемого параметра используется тот, который достигает своего заданного значения, в то время как другой не превышает его.

Летчик управляет тягой несущего винта путем изменения угла установки лопастей (или, как говорят, общего шага) несущего винта и одновременно режима работы двигателя с помощью так называемого рычага "шаг-газ". Этот рычаг кинематически связан с рычагом управления каждого двигателя.

Рассмотрим программу управления, например, двигателя ТВ3-117 по углу установки рычага управления двигателем $\alpha_{\text{РУД}}$, представленную на рис. 7.7. Регулятор частоты вращения свободной турбины $n_{\text{СТ}}$ все время стремится, управляя подачей топлива, поддерживать заданное (максимальное) значение частоты вращения свободной турбины $n_{\text{СТ max}}$ во всем диапазоне изменения $\alpha_{\text{РУД}}$. Если летчик, например, для увеличения тяги несущего винта увеличивает его шаг (и соответственно $\alpha_{\text{РУД}}$), то необходимая для его вращения с прежней частотой вращения мощность возрастает и поэтому частота вращения свободной турбины начинает падать. Не допуская этого, регулятор $n_{\text{СТ}}$ увеличит подачу топлива, что приводит к увеличению $T_{\text{Г}}^*$. Поэтому частота вращения ротора газогенератора $n_{\text{ТК}}$ и расход воздуха через двигатель увеличиваются (как показано на рис. 7.7). Это приводит к росту давления и температуры перед свободной турбиной, а также расхода газа через неё. Поэтому мощность свободной турбины возрастает. Таким образом, по мере увеличения $\alpha_{\text{РУД}}$ значение $n_{\text{ТК}}$ также возрастает, пока не достигнет максимально допустимого (по прочности газогенератора) значения. (Это может быть либо достижение $n_{\text{ТК max}}$, как на рис. 7.7, либо достижение $T_{\text{Г max}}^*$). При дальнейшем увеличении летчиком угла

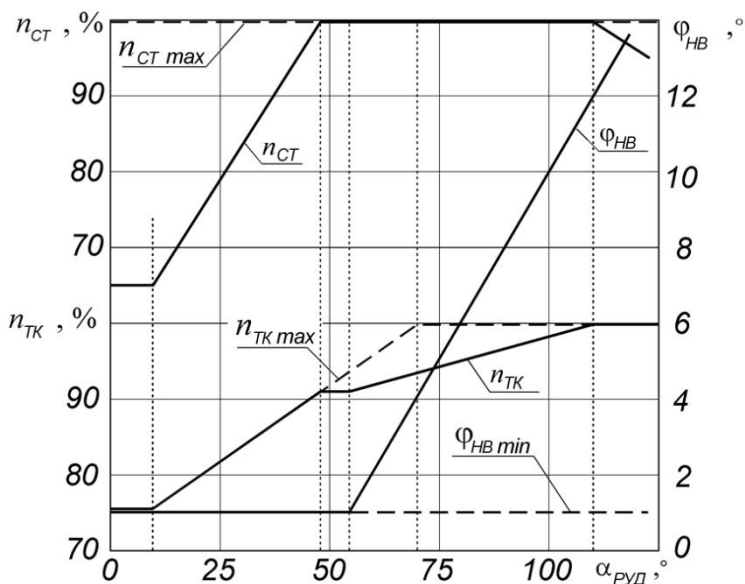


Рис. 7.7. Программа управления
двигателя ТВ3-117

атаки лопастей несущего винта $\varphi_{\text{НВ}}$ и соответственно $\alpha_{\text{руд}}$ ограничитель $n_{\text{ТК}}$ уже не допустит увеличения подачи топлива и соответственно мощности свободной турбины, что повлечет за собой некоторое снижение $n_{\text{СТ}}$ (на рис. 7.7– при $\alpha_{\text{руд}} > 110^\circ$). Однако вследствие увеличения углов атаки лопастей несущего винта его тяга (при неизменной потребляемой мощности) несколько возрастет.

При уменьшении $\varphi_{\text{НВ}}$ (и соответственно $\alpha_{\text{руд}}$ и потребляемой винтом мощности) САУ двигателя уменьшает подачу топлива (т.е. $n_{\text{ТК}}$), поддерживая значение $n_{\text{СТ}}$ неизменным, но только до тех пор, пока несущий винт не станет на упор минимального шага $\varphi_{\text{НВ min}}$ (на рис. 7.7– до $\alpha_{\text{руд}} \approx 55^\circ$). При дальнейшем уменьшении $\alpha_{\text{руд}}$ после небольшой "площадки нечувствительности" частота вращения вала турбокомпрессора $n_{\text{ТК}}$ в соответствии с настройкой её регулятора (рис. 7.7) продолжает уменьшаться вплоть до достижения площадки малого газа (при $\alpha_{\text{руд}} = 0 \dots 10$), а вместе с ней уменьшается и $n_{\text{СТ}}$.

7.3. Описание стенда

Типичный стенд для испытаний авиационных турбовальных двигателей показан на рис. 7.8.

Двигатель установлен на платформе, жестко связанной с фундаментом. На этой же платформе установлен гидротормоз, служащий для поглощения и определения мощности, развиваемой свободной турбиной двигателя. Корпус гидротормоза устанавливается на роликоподшипниках в неподвижных стойках, что допускает его качание вокруг своей оси. Качанию корпуса препятствует силоизмерительное устройство, предназначенное для измерения крутящего момента. Устройство оборудовано системой тарировки, которая включает в себя ряд грузов.

Воздух в двигатель поступает через мерный коллектор. Выхлопные газы выбрасываются в эжекторную трубу.

Запуск двигателя осуществляется с помощью штатного воздушного стартера, сжатый воздух для которого подается от вспомогательной силовой установки АИ-9В.

Управление двигателем и всеми системами осуществляется из кабины наблюдения, в которой также размещены приборы контроля и регистрации параметров двигателя (мощности, расхода топлива и др.).

7.4. Схема двигателя и системы измерений

В данной лабораторной работе дроссельная характеристика турбовального авиационного двигателя (ТВаД) определяется не непосредственным измерением его мощности и расхода топлива (как это делается на стенде, представ-

ленном на рис. 7.8), а путем измерения его газодинамических параметров с последующим вычислением N_e и C_e .

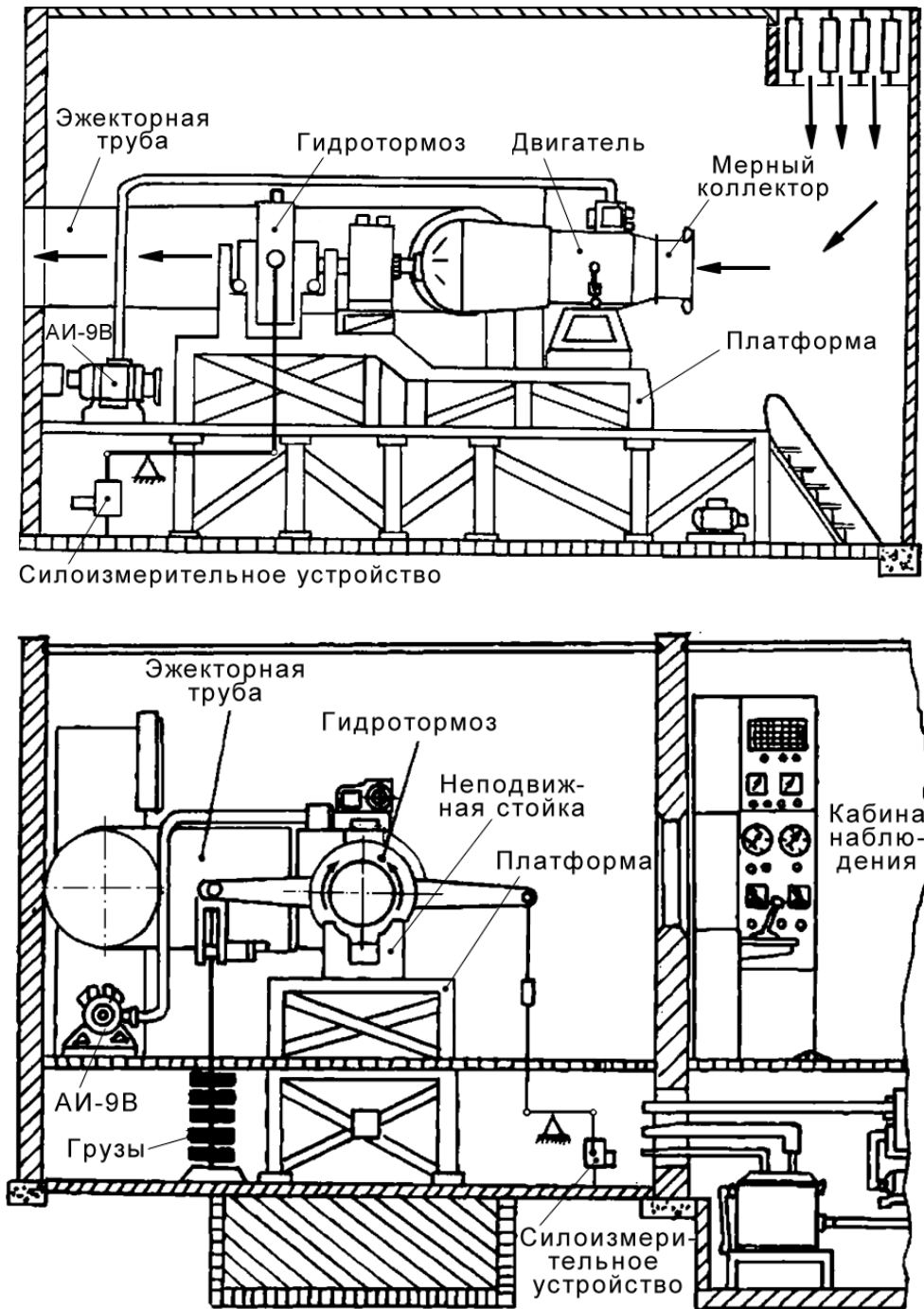


Рис. 7.8. Схема стенда для испытаний ТВаД

Схема двигателя и система измерения параметров воздуха и газа в различных сечениях двигателя представлена на рис. 7.1.

Для определения параметров, характеризующих режим работы двигателя, предусмотрено измерение следующих величин.

1. Барометрическое давление наружного воздуха B_0 измеряется образцовым барометром (на схеме не показан).

2. Избыточное над атмосферным статическое давление на входе в компрессор измеряется U-образным водяным манометром (пьезометром). К одному колену манометра подводится статическое давление, а к другому барометрическое давление наружного воздуха p_0 .

3. Избыточное над атмосферным полное давление на входе в свободную турбину $\Delta p_{\text{ТТК}}^*$ измеряется образцовым манометром.

4. Температура заторможенного потока газа на входе в свободную турбину $t_{\text{ТТК}}^*$ измеряется тремя трехточечными экранированными термопарами с регистрацией осредненной величины термо-ЭДС на автоматическом потенциометре.

5. Частота вращения ротора турбокомпрессора $n_{\text{ТК}}$ измеряется стендовыми ферродинамическими тахометрами повышенной точности.

6. Измерение расхода топлива производится весовым способом, то есть путем определения времени выработки заданного количества топлива из весового бака.

Результаты измерений параметров потока представлены в табл. 7.1 и табл. 7.2.

7.5. Порядок обработки результатов эксперимента

Используя результаты измерений (табл. 7.1 и табл. 7.2) параметров потока воздуха и газа в различных сечениях проточной части двигателя, в которых установлены датчики давлений и температуры (рис. 7.1), следует определить значения следующих величин.

Таблица 7.1

Вариант	1	2	3	4	5	6
$n_{\text{ТК}}$	1	0,98	0,96	0,94	0,92	0,9
$h_{\text{в}}, \text{ мм вод.ст.}$	-2312,8	-2058,4	-1836	-1634,7	-1451,1	-1287,1
$\Delta p_{\text{ТТК}}^*, \text{ делен.шкалы}$	258,9	232	205,1	179,8	156	132,2
$t_{\text{ТТК}}^*, ^\circ\text{C}$	669,5	629	588,4	550,5	515,4	480,2
$G_{\text{ТЧ}}, \text{ кг/ч}$	478,21	428,55	378,88	334,07	294,1	254,14

Таблица 7.2

Вариант	7	8	9	10	11
$n_{\text{ТК}}$	0,88	0,86	0,84	0,82	0,8
$h_{\text{в}}$, мм вод.ст.	-1140,6	-1009,5	-895,9	-797,5	-709,4
$\Delta p_{\text{ТК}}^*$, делен.шкалы	114,6	97	82,2	70,2	58,1
$t_{\text{ТК}}^*$, °С	458,6	436,9	420,2	408,6	396,9
$G_{\text{ТЧ}}$, кг/ч	226,59	199,04	176,73	159,66	142,59

1. Статическое давление на входе в компрессор

$$p_{\text{в}} = p_0 + h_{\text{в}} 9.81, \text{ Па},$$

где $p_0 = B_0$ 133.2, Па – барометрическое давление наружного воздуха в Па;
 $B_0 = 760$ мм рт.ст. – барометрическое давление наружного воздуха в мм рт.ст.
(1 мм рт.ст.=133.2 Па); $h_{\text{в}}$ – избыточное над атмосферным статическое давление
воздуха на входе в компрессор в мм вод.ст.

Примечание: При вычислении $p_{\text{в}}$ необходимо учитывать знак $h_{\text{в}}$, указанный в табл. 7.1 и табл. 7.2.

2. Полное давление воздуха (давление заторможенного потока воздуха) на входе в свободную турбину

$$p_{\text{ТК}}^* = 133,2(k_1 \cdot \Delta p_{\text{ТК}}^* + B_0),$$

где $\Delta p_{\text{ТК}}^*$ – избыточное над атмосферным полное давление на входе в свободную турбину в делениях шкалы образцового манометра, приведенное в табл. 7.1 и табл. 7.2; $k_1 = 5$ – коэффициент, учитывающий цену деления шкалы образцового манометра.

3. Полную температуру на входе в свободную турбину

$$T_{\text{ТК}}^* = t_{\text{ТК}}^* + 273, \text{ К}.$$

4. Степень понижения давления в свободной турбине

$$\pi_{\text{ст}} = \frac{p_{\text{ТК}}^*}{p_{\text{н}}}, \text{ где } p_{\text{н}} = 101325 \text{ Па} - \text{атмосферное давление}.$$

5. Работу свободной турбины

$$L_{\text{ст}} = c_{\text{рг}} T_{\text{ТК}}^* \left(1 - \frac{1}{\pi_{\text{ст}}^{\frac{k_{\text{г}}-1}{k_{\text{г}}}}} \right) \eta_{\text{ст}},$$

где $c_{\text{рг}} = 1158.3$ Дж/(кг·К) – теплоемкость газа при постоянном давлении;
 $k_{\text{г}} = 1.33$ – показатель адиабаты газа; $\eta_{\text{ст}}$ – коэффициент полезного действия свободной турбины. Его следует определить по рис. 7.9.

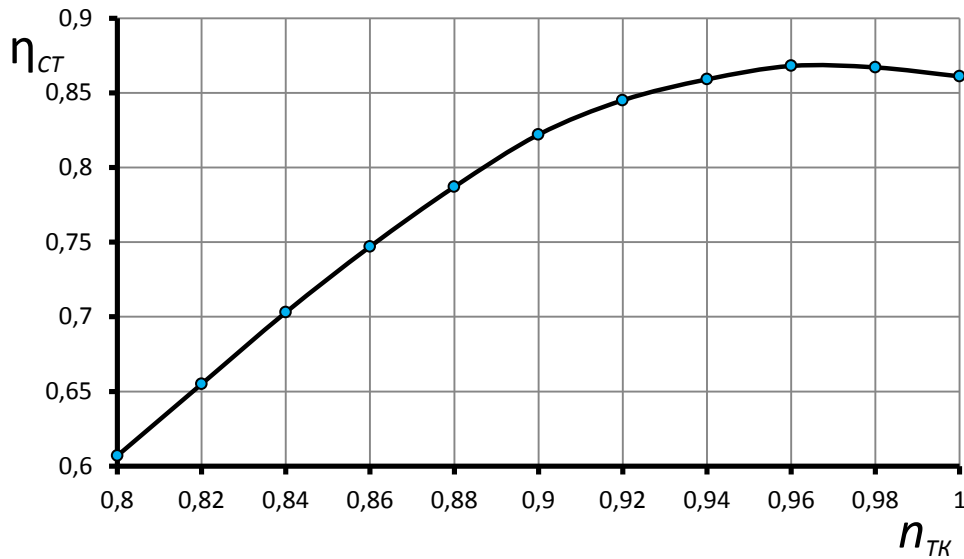


Рис. 7.9. Зависимость коэффициента полезного действия свободной турбины от частоты вращения ротора турбокомпрессора

6. Определить на входе в компрессор:

- газодинамическую функцию $\pi \lambda_B = \frac{p_B}{p_B^*}$, где $p_B^* = p_H \sigma_{BX}$, $\sigma_{BX} = 0.97$ – коэффициент потерь полного давления во входном устройстве двигателя;
- приведенную скорость на входе в компрессор

$$\lambda_B = \frac{k+1}{k-1} \left(1 - \pi \lambda_B^{\frac{k-1}{k}} \right), \quad (k=1.4);$$

- относительную плотность тока на входе в компрессор

$$q \lambda_B = \frac{c_B \rho_B}{(c \rho)_{кр}} = \lambda_B \frac{k+1}{2} \lambda_B^{\frac{1}{k-1}} \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_B^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}.$$

- расход воздуха через сечение $(\epsilon - \epsilon)$ на входе в компрессор двигателя

$$G_B = m \frac{p_B^*}{T_B^*} q(\lambda_B) F_B, \text{ кг/с},$$

где $m = 0.0404 \frac{\text{кг} \cdot \text{К}}{\text{Дж}}^{0.5}$ – размерный коэффициент, зависящий от показателя адиабаты и газовой постоянной воздуха; $F_B = 0.041 \text{ м}^2$ – площадь проточной части на входе в компрессор; $T_B^* = T_H = 288 \text{ К}$.

7. Мощность двигателя

$$N_e = G_B L_{CT} G_T / 1000, \text{ кВт},$$

где $G_T = \frac{G_T}{G_B} = 0.997$ – относительный расход газа через свободную турбину.

8. Удельный расход топлива $C_e = \frac{G_{ТЧ}}{N_e}$.

7.6. Отчетность по лабораторной работе

Отчет по лабораторной работе должен содержать:

1. Протокол, содержащий изложенный в пункте 7.5 алгоритм обработки результатов эксперимента и численные результаты расчетов по этому алгоритму.
2. Графики, построенные с использованием полученных расчетом зависимостей $N_e = f n_{\text{TK}}$ и $C_e = f n_{\text{TK}}$.

7.7. Контрольные вопросы

1. Что называется дроссельной характеристикой ТВаД?
2. Расскажите об устройстве типичного стенда для испытания ТВаД.
3. Какие параметры воздуха и газа необходимо измерять на стенде для определения дроссельной характеристики ТВаД?
4. Что называется удельным расходом топлива ТВаД?
5. Как измерялся расход топлива при испытаниях ТВаД?
6. Как определялся расход воздуха через двигатель?
7. Расскажите об особенностях управления вертолетным двигателем.
8. Объясните протекание дроссельной характеристики ТВаД.

Лабораторная работа № 8

**Определение оптимальной величины обратной тяги двигателей
для воздушного судна Ту-154М (4 часа)****8.1. Цель и содержание работы**

Задача данной лабораторной работы состоит в практическом обучении студентов навыкам расчетного определения оптимальной величины обратной тяги двигателей для воздушного судна Ту-154М.

1. Ознакомление с процессом торможения воздушного судна (ВС) на пробеге с применением реверса тяги.
2. Практическое изучение влияния реверса тяги и различных факторов на длину пробега ВС.
3. Практическое определение оптимальной величины обратной тяги двигателей для самолета Ту-154М.
4. Практическое обучение навыкам расчетного определения оптимальной величины обратной тяги двигателей для воздушного судна.

8.2. Общие сведения

Применение реверса тяги в эксплуатации связано с такой проблемой, как инжекция (засасывание) горячего газа и посторонних предметов с поверхности ВПП в двигатели при работе реверсивного устройства на пробеге воздушного судна.

Эта проблема связана с тем, что реверсивное устройство является таким элементом воздушного судна, который в равной мере должен быть согласован как с силовой установкой, так и с планером.

Не менее важной проблемой является выбор оптимальной величины обратной тяги $R_{обр}$ при проектировании самолета.

В работе [4] показано, что при торможении самолетов на сухой ВПП доля рассеиваемой энергии, приходящейся на долю реверса тяги, составляет всего 14%. Тормоза колес рассеивают 60% энергии, на долю аэродинамического сопротивления приходится 26% энергии. Следовательно, на сухих ВПП реверсирование тяги не может существенно влиять на процесс торможения самолета.

Обеспечение эффективного торможения самолета при прерванном взлете считается одним из основных назначений реверсивного устройства, однако и в этом случае на долю реверса тяги приходится всего 18% рассеиваемой энергии, несмотря на то, что реверс тяги используется до полной остановки самолета. Как и в первом случае, основное торможение самолета осуществляется колесными тормозами – 56%. На долю аэродинамического сопротивления приходится 26% энергии.

Совсем иная картина получается при торможении на скользкой (полоса покрыта слякотью) или обледенелой ВПП. При этом значение коэффициента трения снижается до $f = 0,05 \dots 0,07$, а в аварийных ситуациях, когда применение колесных тормозов невозможно, что может иметь место при отказе тормозов или при посадке на мокрый лед, значение коэффициента трения снижается до $f = 0 \dots 0,015$. В этом случае роль одного из факторов торможения – тормозов колес – сведена к минимуму, и главными факторами торможения становятся аэродинамическое торможение и реверсирование тяги. На долю реверса тяги в этом случае приходится порядка 70% рассеиваемой энергии, а на аэродинамическое сопротивление – 30%. Следует учитывать, что с уменьшением скорости пробега аэродинамическое сопротивление также уменьшается и стремится к нулю, а доля рассеиваемой энергии, приходящаяся на реверс тяги, увеличивается.

Однако подобные случаи посадок встречаются довольно редко. Основные случаи посадок самолетов происходят в условиях, когда колесные тормоза функционируют нормально.

На выбор величины обратной тяги накладывается ограничение по скорости пробега самолета, на которой необходимо выключать реверс тяги, чтобы избежать попадания реверсивных струй на вход в двигатель. На большинстве отечественных самолетов скорость пробега самолета, на которой реверс тяги выключается, чтобы избежать попадания реверсивных струй и посторонних предметов в двигатель, принята равной $V = 120 \dots 110$ км/ч.

Однако экспериментальные исследования показали, что реверсивные струи на самолете Ту-154М попадают на вход в двигатели на скорости пробега $V = 165$ км/ч, в условиях низких температур наружного воздуха скорость рециркуляции реверсивных струй (заброс) повышается до скорости пробега $V = 195$ км/ч (рис. 8.1).

Заброс реверсивных струй приводит к повышению температуры воздуха, втекающего в двигатель. На самолете Ту-154М "подогрев" воздуха на входе в двигатель может достигать до $\Delta t = 60^\circ\text{C}$ [5].

Повышение температуры воздушного потока, втекающего в двигатель, приводит к снижению величины реализуемой обратной тяги. При проведении натурных исследований на самолете Ту-154М была получена зависимость значений скоростей пробега самолета, на которых отмечается начало попадания в



Рис. 8.1. Визуализация реверсивных струй на пробеге самолета Ту-154Б.

Скорость пробега $V = 80$ км/ч

двигатель горячих газов, от величины настройки максимальной обратной тяги ($R_{обр\ max}$). На рис. 8.2 показано, что при попадании горячих газов в двигатель происходит снижение величины обратной тяги ($R_{обр}$), причем, чем больше настройка величины обратной тяги $R_{обр}$, тем больше отмечается снижение величины обратной тяги ($R_{обр}$) [6].

Графически качественно эффективность реверса тяги можно оценить по площади, находящейся под кривой $R_{обр}$. Как видно на рис. 8.2, площадь графика под кривой $R_{обр}$ ограничивается справа моментом включения реверса тяги и слева моментом его выключения на скорости пробега, равной $V=120$ км/ч.

Настройка обратной тяги на величину $R_{обр\ max}=3600$ кгс не приводит к увеличению эффективности работы реверса по сравнению с настройкой обратной тяги на меньшую величину, например, на величину $R_{обр\ max}=3000$ кгс.

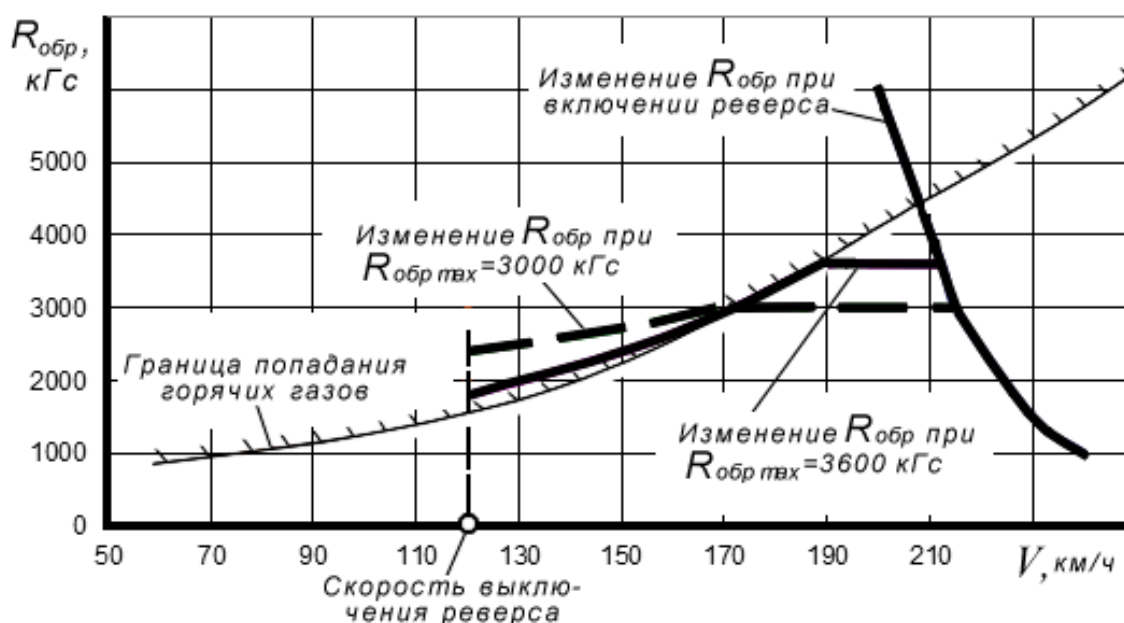


Рис. 8.2. Изменение величины обратной тяги при попадании реверсивных струй на вход в двигателя на самолете Ту-154М ($T_n = -30^\circ\text{C}$)

Экспериментально это было проверено в натурных исследованиях на опытном самолете Ту-154М. Эффективность работы реверса оценивалась по изменению длины пробега самолета на величину ΔL при различных первоначальных настройках величины максимальной обратной тяги $R_{обр\ max}$ (рис. 8.3).

Результаты исследований показали, что при уменьшении настройки величины максимальной обратной тяги со значения $R_{обр\ max}=3800$ кгс до значения $R_{обр\ max}=2700$ кгс уменьшение длины пробега самолета ΔL вначале возрастает ($\Delta L < 0$), при значении $R_{обр\ max}=3200$ кгс достигает максимального значения ($\Delta L = -15$ м), а затем вновь уменьшается до $\Delta L = 0$ при $R_{обр\ max}=2700$ кгс.

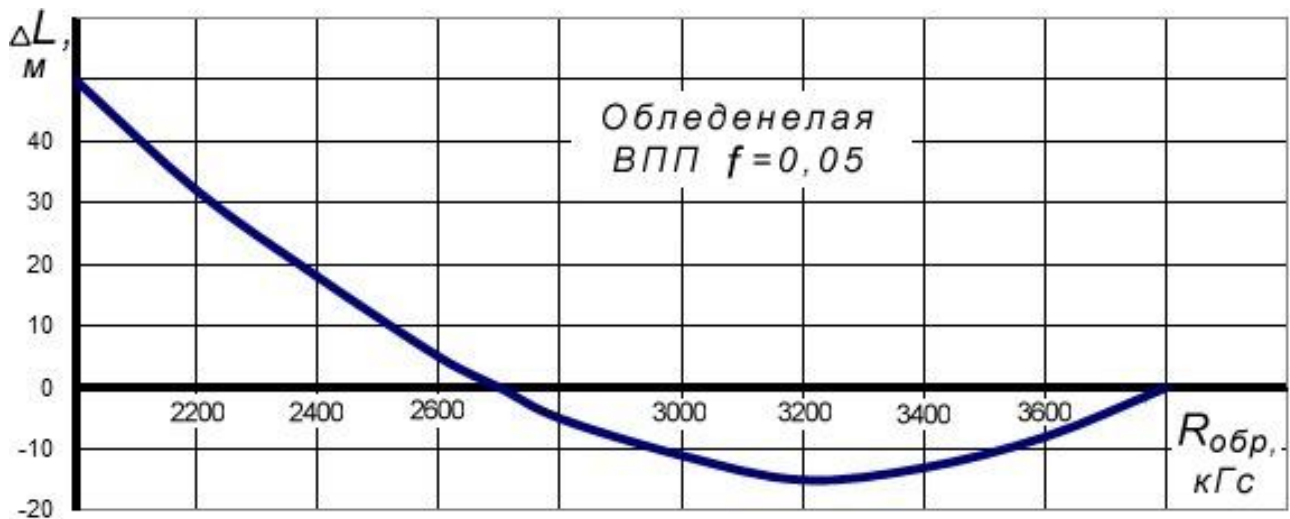


Рис. 8.3. Влияние величины максимальной обратной тяги на изменение длины пробега Ту-154М. Результаты натурных исследований

То есть эффективность работы реверса как при значении максимальной обратной тяги $R_{обр \max}=3800$ кгс, так и при $R_{обр \max}=2700$ кгс одинакова ($\Delta L=0$).

По результатам этих исследований величина обратной тяги на самолете Ту-154М была скорректирована и уменьшена до $R_{обр \max}=3400$ кгс [7].

Таким образом, натурные исследования показали, что величина реверса тяги двигателей Д-30КУ-154 для самолета Ту-154М на стадии проектирования и создания опытных образцов ВС первоначально была выбрана необоснованно завышенной.

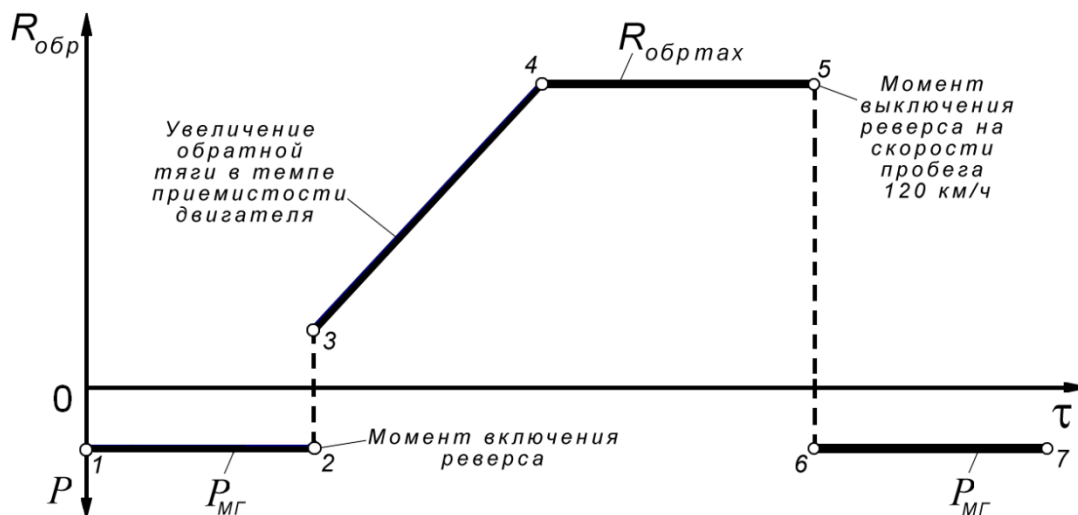


Рис. 8.4. Изменение величины обратной тяги на пробеге ВС

На рис. 8.4 обозначены:

1 – момент касания ВС поверхности ВПП. Двигатель работает на малом газе с тягой $P_{МГ}$;

- 2 – момент включения реверса тяги (перевод РУД в положение реверса тяги);
- 2-3 – перекладка створок РУ в положение реверса тяги;
- 3-4 – увеличение обратной тяги в темпе приемистости двигателя;
- 4-5 – работа двигателя на режиме максимальной обратной тяги;
- 5 – момент выключения реверса тяги (перевод РУД в положение прямой тяги);
- 5-6 – перекладка створок РУ в положение прямой тяги;
- 6-7 – работа двигателя на режиме прямой тяги с $P_{\text{мг}}$.

Методика применения обратной тяги

Задачей всех тормозных устройств самолета совместно с его аэродинамическим сопротивлением является погашение кинетической энергии воздушного судна после касания ВПП на пробеге.

При этом могут использоваться различные методики применения реверса тяги.

На рис. 8.4 показана стандартная методика применения реверса тяги на пробеге ВС. Данная методика применения реверса тяги на пробеге ВС заключается в следующем.

После касания ВС поверхности ВПП (двигатели работают на режиме "малый газ" - точка 1) экипаж устраняет боковые уклонения ВС от оси ВПП, опускает ВС на переднюю опору и после этого включает реверс тяги (точка 2). При включении реверса тяги происходит:

- перекладка створок реверса тяги из положения прямой тяги (точка 2) в положение обратной тяги (точка 3);
- увеличение частоты вращения ротора компрессора с режима "малый газ" до режима "максимальный реверс". При этом величина тяги изменяется от положительной величины ("малый газ" $P_{\text{мг}}$ – точка 2) на обратную величину ("малый реверс" $R_{\text{обр мг}}$ – точка 3), затем до величины "максимальный реверс" (точка 4).

Время изменения частоты вращения ротора двигателя с режима "малый газ" до режима "максимальный реверс" определяется приемистостью двигателя.

Приемистостью двигателя называется время, за которое происходит увеличение частоты вращения ротора двигателя с режима "малый газ" до режима "максимальный реверс" при быстром переводе рычага управления реверсом (РУР) за время, равное 1-2 секундам. Время приемистости двигателя Д-30КУ-154 с режима "малый газ" (точка 3) до режима "максимальный реверс" (точка 4) составляет 6-8 с.

На скорости пробега ВС не менее 120 км/ч экипаж выключает реверс тяги из-за возможного попадания посторонних предметов с поверхности ВПП на вход в двигатель (точка 5).

При выключении реверса, из-за того, что время перекладки створок реверса из положения "обратная тяга" в положение "прямая тяга" значительно меньше ($\tau = 2$ с), чем обратная приемистость двигателя ($\tau = 6 \dots 8$ с), на ВС действует так называемый **положительный импульс тяги**. В расчетах положительный импульс тяги обычно не принимают во внимание, хотя он существенно влияет на эффективность применения реверса тяги.

Эксплуатация показала, что время реализации максимальной обратной тяги после выхода двигателя на режим "максимальный реверс" составляет всего 2...4 секунды.

Для увеличения эффективности применения реверса тяги и устранения отрицательного эффекта положительного импульса тяги была разработана **методика ступенчатого управления реверсом**, которая заключается в следующем.

При достижении скорости пробега $V = 120$ км/ч экипаж реверс тяги не выключает, а устанавливает рычаги управления реверсом на промежуточные упоры, соответствующие режиму "**малый реверс**". При этом частота вращения роторов двигателей снижается до режима "малый газ", а створки реверса остаются в положении обратной тяги. Режим "малый реверс" может использоваться до полной остановки ВС, что повышает эффективность применения реверса тяги. Данная методика применяется на парке самолетов Ту-154Б, Ту-154М, Ту-334, Ту-204 и Ту-214.

На рис. 8.5 показана методика ступенчатого управления реверсом тяги на пробеге воздушного судна Ту-154М.

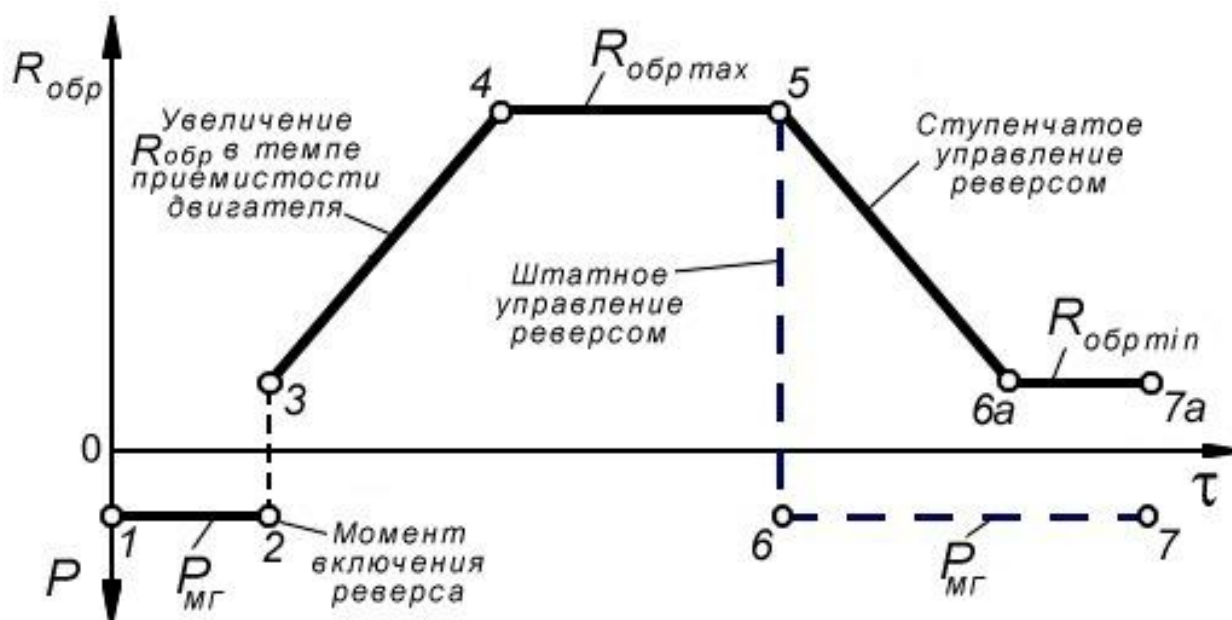


Рис. 8.5. Изменение величины обратной тяги при применении методики ступенчатого управления реверсом тяги на пробеге ВС

На пробеге ВС до скорости $V = 120$ км/ч методика ступенчатого управления реверсом тяги не отличается от штатной методики применения реверса тяги (точки 1-2-3-4-5, рис. 8.4.). При достижении скорости пробега ВС не менее 120 км/ч экипаж включает режим "малый реверс" (точка 6а), который выдерживается до полной остановки ВС (точка 7а).

На Ту-154М режим "малый реверс" может использоваться и в процессе руления для подтормаживания ВС ввиду высокого значения режима малого газа двигателей.

8.3. Объект исследований

В данной лабораторной работе объектом исследований является ВС Ту-154М, основные технические показатели которого приведены в табл. 8.1.

Таблица 8.1

№ п/п	Наименование показателя	Обозначение	Размерность	Значение
1.	Первый полет		Год	1984
2.	Начало серийного производства		Год	1984
3.	Число, тип двигателей		3 ТРДД	Д-30КУ-154
4.	Взлетная тяга двигателя	P_o	КН	105
5.	Длина самолета	L_{BC}	м	47.9
6.	Высота самолета	H_{BC}	м	11.4
7.	Размах крыла	$L_{кр}$	м	37.55
8.	Площадь крыла	$S_{ф}$	м ²	180
9.	Колея шасси		м	11.5
10.	Взлетная масса самолета	$m_{взл}$	т	104
11.	Масса пустого самолета	$m_{вс}$	т	53
12.	Макс. коммерческая нагрузка	$m_{ком}$	т	18
13.	Максимальная посадочная масса	$m_{пос}$	т	80
14.	Макс. масса самолета без топлива		т	74
15.	Максимальная скорость полета с закрылками, отклоненными на угол в град.:	15	км/ч	420
		28		360
		36		330
		45		300
16.	Максимальная путевая скорость:		км/ч	
	- подъема передней опоры шасси при макс. взлетной массе;			315
	- отрыва основных опор шасси;			325
	- касания основными опорами шасси при макс. посадочной массе;			280
	- касания передней опорой шасси;			270
	- начала торможения на пробеге			230

8.4. Исходные данные

$p_H = 760$ мм рт.ст. = 101325 Па - давление атмосферного воздуха;

$T_H = 288$ К - температура наружного воздуха;

$\rho = \frac{p_H}{RT_H} = \frac{101325}{287 \cdot 288} = 1.226$ кг/м³ - плотность наружного воздуха;

$S_{кр} = 180$ м² - площадь крыла ВС Ту-154М;

$C_x = 0.188$ - коэффициент лобового сопротивления;

$C_y = 0.752$ - коэффициент подъёмной силы;

$g = 9.81$ м/с² - ускорение свободного падения;

$R_{обр\ max} = 36000$ Н - максимальная обратная тяга двигателя Д-30КУ-154;

$R_{обр\ мг} = 4000$ Н – обратная тяга двигателя Д-30КУ-154 на режиме "малый реверс";

$P_{мг} = 9400$ Н - прямая тяга одного двигателя Д-30КУ-154 на режиме "малый газ";

$G_{в\ max} = 350$ кг/с - расход воздуха через двигатель на максимальном продолжительном (номинальном) режиме работы двигателя Д-30КУ-154;

$G_{в\ мг} = 81.5$ кг/с - то же на режиме малого газа;

$m_{пос} = 75000$ кг - посадочная масса ВС Ту-154М.

Эксплуатационные факторы, влияющие на длину пробега ВС

1. Состояние взлетно-посадочной полосы

Коэффициент сцепления μ во время эксплуатации взлетно-посадочной полосы аэропорта определяется наземными службами с помощью акселерометра, установленного на специальном автомобиле. Его значение передаётся по радио экипажу самолета перед его посадкой.

В табл. 8.2 приведены значения коэффициента сцепления μ и сопротивления качению f для различных состояний взлетно-посадочной полосы.

2. Методика применения обратной тяги

При завышенных значениях величины обратной тяги двигателей происходит заброс реверсивных струй и посторонних предметов на вход в двигатели. Для исключения заброса реверсивных струй в двигатель необходимо выключать режим «максимальный реверс» на скорости пробега ВС, превышающей значение, указанное в РЛЭ ($V = 120 \dots 110$ км/ч). Скорость пробега ВС, на которой необходимо выключать режим «максимальный реверс», определяется по рис. 8.6.

На этом рисунке представлена зависимость скорости самолета, на которой проявляется рециркуляция реверсивных струй, от величины обратной тяги двигателей на самолете Ту-154М.

Таблица 8.2

Состояние поверхности ВПП	Средний коэффициент сцепления μ	Средний коэффициент сопротивления качению f
Сухая цементная ВПП	0.7...0.8	0.2... 0.3
Влажная ВПП (слегка смоченная влагой после дождя, без скоплений воды)	0.5...0.6	0.1... 0.15
Мокрая ВПП (слой воды толщиной 2...3 мм)	0.4... 0.5	0.07... 0.1
Скользкая ВПП (покрыта слякотью, то есть насыщена водой или снегом)	0.3...0.35	0.05... 0.07
Гладкий лед или укатанный снег	0.05	0.03... 0.05
Мокрый лед без торможения колес (колеса вращаются)	0...0.03	0.010... 0.015

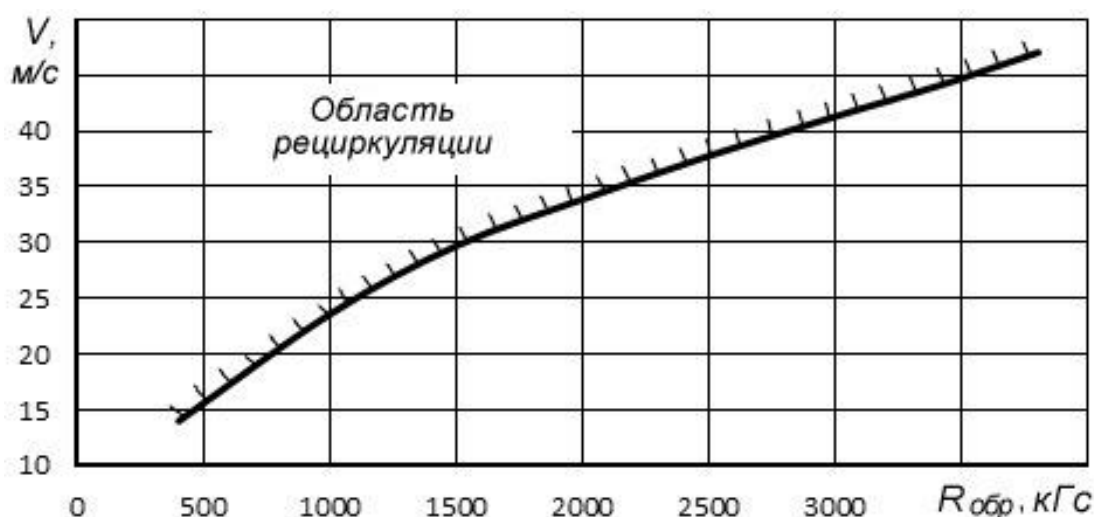


Рис. 8.6. Зависимость скорости самолета, на которой проявляется рециркуляция реверсивных струй, от величины обратной тяги на самолете Ту-154М

3. Посадочная масса ВС 80000 кг, 70000 кг, 60000 кг.

8.5. Порядок выполнения работы

1. Группа студентов распределяется на подгруппы по 2 - 3 чел.
2. Каждой подгруппе ставится задача определить:
 - а) длину пробега воздушного судна по ВПП при различных состояниях поверхности ВПП (т.е. различных значениях f) и методиках применения реверса тяги;

б) длину пробега воздушного судна при различном времени включения реверса тяги после касания поверхности ВПП и методиках применения реверса тяги;

в) длину пробега воздушного судна при различных высотах аэродрома и методиках применения реверса тяги;

г) длину пробега воздушного судна при различных посадочных массах ВС и высотах аэродрома: $L=f(m_{\text{пос}}, H_{\text{аэ}})$.

3. На основании полученных результатов проводится анализ влияния реверса тяги и различных эксплуатационных факторов на длину пробега ВС.

4. На основании полученных результатов производится выбор оптимальной величины обратной тяги двигателей для самолета Ту-154М.

Определение длины пробега ВС производится при помощи программы расчета, составленной в диалоговом режиме. Результаты расчетов необходимо занести в табл. 8.3.

Особенности расчета

1. Для возможности определения длины пробега ВС при штатном применении методики реверса тяги значение величины малого реверса принимать равной $P_{\text{мг}} = -400$ кгс.

2. Время включения реверса тяги принимать равным следующим значениям $\tau_1 = 0, 1, 2, 3, 4$ с.

3. Время перекладки створок реверса в положение на обратную тягу $\tau_2 = 2\text{с}$.

4. Приемистость двигателя $\tau_3 = 6\text{с}$.

5. Обратная приемистость двигателя $\tau_4 = 6\text{ с}$.

6. Время перекладки створок реверса в положение на прямую тягу $\tau_5 = 2\text{с}$.

7. Коэффициент трения принимать для сухой цементной ВПП ($\mu=0,7$), скользкой ВПП ($\mu=0,3$) и для обледеневшей ВПП ($\mu=0,03$).

8. Значения исходных данных для различных высот аэродрома

Таблица 8.3

[illegible]

C_x	0,188	0,188	0,188	0,188	0,188	0,188	0,188	0,188	0,188	0,188
C_y	0,758	0,758	0,758	0,758	0,758	0,758	0,758	0,758	0,758	0,758
$S_{кр}$	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180
$G_{пос}$	80000	80000	80000	80000	80000	80000	80000	80000	80000	80000
$V_{пос}$	70	70	70	70	70	70	70	70	70	70
$V_{выкл\ PУ}$	33,3	47,3								
$V_{руления}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
μ	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
τ_1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
τ_2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
τ_3	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
τ_4	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
τ_5	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
$L, м$										
$\Delta L, м$										
$\Delta L, \%$										

8.6. Отчётность по выполнению работы

Отчет по лабораторной работе должен содержать:

1. Результаты расчетов в виде заполненной таблицы.
2. Графики, построенные с использованием полученных результатов расчетов по определению длины пробега ВС по ВПП.
3. Анализ полученных результатов с определением оптимальной величины обратной тяги двигателя Д-30КУ-154 для самолета Ту-154М при различных эксплуатационных факторах.

8.7. Контрольные вопросы

1. Объясните, как зависит эффективность применения реверса тяги ВС от различных состояний поверхности ВПП.
2. Как влияет реверс тяги на параметры воздушного потока, втекающего в двигателя самолета Ту-154М?
3. Как влияет реверс тяги на величину реализуемой обратной тяги при попадании реверсивных струй в двигателя самолета Ту-154М?
4. Почему при снижении величины обратной тяги с $R_{обр}=3600$ кгс до $R_{обр}=3000$ кгс длина пробега самолета Ту-154М не увеличивается, а снижается?
5. В чем сущность методики ступенчатого управления реверсом тяги?
6. В чем сущность положительного импульса тяги при выключении реверса тяги?

Литература

1. Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М., Котовский В.Н., Полев А.С. Теория авиационных двигателей / под ред. Ю.Н. Нечаева. – М.: ВВИА им. проф. Н.Е. Жуковского, 2012. – Ч. 2.
2. Федоров Р.М. Приближенный расчет характеристик нерегулируемых осевых компрессоров. // Авиационная промышленность. – 1995. - № 3 – 4.
3. Лещенко И.А., Федоров Р.М. Расчет параметров и характеристик вертолетных ГТД. - М.: ВВА им. проф. Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина, 2010.
4. Гилерсон А.Г. Эффективность реверсивных устройств при торможении самолетов. - М.: Машиностроение, 1995.
5. Казанджан П.К., Тихонов Н.Д., Шулекин В.Т. Теория авиационных двигателей. Рабочий процесс и эксплуатационные характеристики газотурбинных двигателей: учеб. для вузов / под ред. Н.Д. Тихонова. - М.: Транспорт, 2000.
6. Самолет Ту-154М. Руководство по летной эксплуатации. Книга первая. Раздел 4.7 (посадка). - М., Издание ген. конструктора, 1983.
7. Руководство по технической эксплуатации двигателя Д-30КУ-154/ Министерство гражданской авиации СССР. – М., 1984.

Основные газодинамические функции при $k=1,4$					
λ	τ	Π	ε	q	M
0,00	1,00000	1,00000	1,00000	0,00000	0,00000
0,01	0,99998	0,99994	0,99996	0,01577	0,00913
0,02	0,99993	0,99977	0,99983	0,03154	0,01826
0,03	0,99985	0,99948	0,99963	0,04731	0,02739
0,04	0,99973	0,99907	0,99933	0,06306	0,03652
0,05	0,99958	0,99854	0,99896	0,07879	0,04565
0,06	0,99940	0,99790	0,99850	0,09450	0,05479
0,07	0,99918	0,99714	0,99796	0,11020	0,06393
0,08	0,99893	0,99627	0,99734	0,12586	0,07307
0,09	0,99865	0,99528	0,99663	0,14149	0,08221
0,10	0,99833	0,99418	0,99584	0,15709	0,09136
0,11	0,99798	0,99296	0,99497	0,17265	0,10052
0,12	0,99760	0,99163	0,99401	0,18816	0,10968
0,13	0,99718	0,99018	0,99297	0,20363	0,11884
0,14	0,99673	0,98861	0,99185	0,21904	0,12801
0,15	0,99625	0,98694	0,99065	0,23440	0,13719
0,16	0,99573	0,98515	0,98937	0,24971	0,14637
0,17	0,99518	0,98324	0,98800	0,26495	0,15556
0,18	0,99460	0,98123	0,98655	0,28012	0,16476
0,19	0,99398	0,97910	0,98503	0,29523	0,17397
0,20	0,99333	0,97686	0,98342	0,31026	0,18319
0,21	0,99265	0,97451	0,98173	0,32521	0,19241
0,22	0,99193	0,97205	0,97996	0,34008	0,20165
0,23	0,99118	0,96948	0,97810	0,35487	0,21089
0,24	0,99040	0,96680	0,97617	0,36957	0,22015
0,25	0,98958	0,96401	0,97416	0,38417	0,22942
0,26	0,98873	0,96112	0,97207	0,39868	0,23869
0,27	0,98785	0,95812	0,96990	0,41309	0,24799
0,28	0,98693	0,95501	0,96765	0,42740	0,25729
0,29	0,98598	0,95180	0,96533	0,44160	0,26661
0,30	0,98500	0,94848	0,96292	0,45569	0,27594
0,31	0,98398	0,94506	0,96044	0,46966	0,28528

Основные газодинамические функции при $k=1,4$					
λ	τ	Π	ε	q	M
0,32	0,98293	0,94153	0,95788	0,48352	0,29464
0,33	0,98185	0,93790	0,95524	0,49726	0,30402
0,34	0,98073	0,93418	0,95253	0,51087	0,31341
0,35	0,97958	0,93035	0,94974	0,52435	0,32282
0,36	0,97840	0,92642	0,94687	0,53771	0,33224
0,37	0,97718	0,92239	0,94393	0,55093	0,34168
0,38	0,97593	0,91827	0,94091	0,56401	0,35114
0,39	0,97465	0,91405	0,93782	0,57695	0,36062
0,40	0,97333	0,90974	0,93466	0,58975	0,37012
0,41	0,97198	0,90533	0,93142	0,60240	0,37963
0,42	0,97060	0,90083	0,92811	0,61490	0,38917
0,43	0,96918	0,89623	0,92473	0,62724	0,39873
0,44	0,96773	0,89155	0,92127	0,63943	0,40830
0,45	0,96625	0,88677	0,91775	0,65146	0,41790
0,46	0,96473	0,88191	0,91415	0,66333	0,42753
0,47	0,96318	0,87696	0,91048	0,67503	0,43717
0,48	0,96160	0,87193	0,90675	0,68656	0,44684
0,49	0,95998	0,86681	0,90294	0,69792	0,45653
0,50	0,95833	0,86160	0,89907	0,70911	0,46625
0,51	0,95665	0,85632	0,89512	0,72012	0,47600
0,52	0,95493	0,85095	0,89111	0,73095	0,48576
0,53	0,95318	0,84551	0,88704	0,74160	0,49556
0,54	0,95140	0,83998	0,88289	0,75206	0,50538
0,55	0,94958	0,83438	0,87868	0,76234	0,51524
0,56	0,94773	0,82871	0,87441	0,77243	0,52511
0,57	0,94585	0,82296	0,87007	0,78232	0,53502
0,58	0,94393	0,81714	0,86567	0,79202	0,54496
0,59	0,94198	0,81124	0,86121	0,80152	0,55493
0,60	0,94000	0,80528	0,85668	0,81082	0,56493
0,61	0,93798	0,79925	0,85209	0,81992	0,57497
0,62	0,93593	0,79315	0,84745	0,82881	0,58503
0,63	0,93385	0,78699	0,84274	0,83750	0,59513
0,64	0,93173	0,78077	0,83797	0,84598	0,60526
0,65	0,92958	0,77448	0,83315	0,85425	0,61543

Основные газодинамические функции при $k=1,4$					
λ	τ	Π	ε	q	M
0,66	0,92740	0,76813	0,82826	0,86231	0,62563
0,67	0,92518	0,76172	0,82332	0,87016	0,63587
0,68	0,92293	0,75526	0,81833	0,87778	0,64615
0,69	0,92065	0,74874	0,81327	0,88519	0,65646
0,70	0,91833	0,74217	0,80817	0,89238	0,66682
0,71	0,91598	0,73554	0,80301	0,89935	0,67721
0,72	0,91360	0,72886	0,79779	0,90610	0,68764
0,73	0,91118	0,72214	0,79253	0,91262	0,69812
0,74	0,90873	0,71536	0,78721	0,91892	0,70864
0,75	0,90625	0,70855	0,78184	0,92498	0,71919
0,76	0,90373	0,70168	0,77643	0,93082	0,72980
0,77	0,90118	0,69478	0,77096	0,93643	0,74045
0,78	0,89860	0,68783	0,76545	0,94181	0,75114
0,79	0,89598	0,68085	0,75989	0,94696	0,76188
0,80	0,89333	0,67383	0,75428	0,95187	0,77267
0,81	0,89065	0,66677	0,74863	0,95655	0,78350
0,82	0,88793	0,65968	0,74294	0,96099	0,79439
0,83	0,88518	0,65255	0,73720	0,96519	0,80532
0,84	0,88240	0,64540	0,73141	0,96916	0,81631
0,85	0,87958	0,63822	0,72559	0,97289	0,82735
0,86	0,87673	0,63101	0,71973	0,97638	0,83844
0,87	0,87385	0,62378	0,71383	0,97964	0,84959
0,88	0,87093	0,61652	0,70788	0,98265	0,86079
0,89	0,86798	0,60924	0,70191	0,98542	0,87205
0,90	0,86500	0,60194	0,69589	0,98795	0,88337
0,91	0,86198	0,59463	0,68984	0,99024	0,89475
0,92	0,85893	0,58730	0,68375	0,99229	0,90619
0,93	0,85585	0,57995	0,67763	0,99410	0,91768
0,94	0,85273	0,57259	0,67148	0,99567	0,92925
0,95	0,84958	0,56522	0,66530	0,99699	0,94087
0,96	0,84640	0,55785	0,65908	0,99808	0,95256
0,97	0,84318	0,55046	0,65284	0,99892	0,96432
0,98	0,83993	0,54307	0,64656	0,99952	0,97614
0,99	0,83665	0,53568	0,64026	0,99988	0,98804

Основные газодинамические функции при $k=1,4$					
λ	τ	Π	ε	q	M
1,00	0,83333	0,52828	0,63394	1,00000	1,00000
1,01	0,82998	0,52089	0,62759	0,99988	1,01204
1,02	0,82660	0,51349	0,62121	0,99952	1,02415
1,03	0,82318	0,50610	0,61481	0,99892	1,03633
1,04	0,81973	0,49872	0,60839	0,99809	1,04859
1,05	0,81625	0,49134	0,60195	0,99701	1,06093
1,06	0,81273	0,48397	0,59548	0,99570	1,07335
1,07	0,80918	0,47661	0,58900	0,99416	1,08585
1,08	0,80560	0,46926	0,58250	0,99237	1,09843
1,09	0,80198	0,46193	0,57599	0,99036	1,11110

Основные газодинамические функции при $k=1,33$					
λ	τ	Π	ε	q	M
0,00	1,00000	1,00000	1,00000	0,00000	0,00000
0,01	0,99999	0,99994	0,99996	0,01588	0,00926
0,02	0,99994	0,99977	0,99983	0,03176	0,01853
0,03	0,99987	0,99949	0,99961	0,04764	0,02780
0,04	0,99977	0,99909	0,99931	0,06350	0,03706
0,05	0,99965	0,99857	0,99893	0,07934	0,04633
0,06	0,99949	0,99795	0,99846	0,09516	0,05560
0,07	0,99931	0,99721	0,99790	0,11096	0,06488
0,08	0,99909	0,99635	0,99726	0,12673	0,07415
0,09	0,99885	0,99538	0,99653	0,14247	0,08343
0,10	0,99858	0,99430	0,99571	0,15817	0,09271
0,11	0,99829	0,99311	0,99482	0,17383	0,10200
0,12	0,99796	0,99181	0,99383	0,18944	0,11129
0,13	0,99761	0,99039	0,99276	0,20501	0,12059
0,14	0,99722	0,98886	0,99161	0,22052	0,12989
0,15	0,99681	0,98722	0,99037	0,23598	0,13919
0,16	0,99637	0,98547	0,98905	0,25138	0,14851
0,17	0,99591	0,98361	0,98765	0,26671	0,15783
0,18	0,99541	0,98163	0,98616	0,28197	0,16715
0,19	0,99489	0,97955	0,98459	0,29716	0,17648

Основные газодинамические функции при $k=1,33$					
λ	τ	Π	ε	q	M
0,20	0,99433	0,97736	0,98293	0,31228	0,18582
0,21	0,99375	0,97506	0,98119	0,32731	0,19517
0,22	0,99315	0,97266	0,97937	0,34226	0,20453
0,23	0,99251	0,97014	0,97747	0,35712	0,21389
0,24	0,99184	0,96753	0,97548	0,37189	0,22327
0,25	0,99115	0,96480	0,97342	0,38657	0,23265
0,26	0,99043	0,96197	0,97127	0,40114	0,24205
0,27	0,98968	0,95903	0,96904	0,41562	0,25145
0,28	0,98890	0,95600	0,96673	0,42998	0,26087
0,29	0,98809	0,95285	0,96434	0,44424	0,27029
0,30	0,98725	0,94961	0,96187	0,45838	0,27973
0,31	0,98639	0,94627	0,95932	0,47240	0,28918
0,32	0,98550	0,94282	0,95670	0,48631	0,29865
0,33	0,98458	0,93928	0,95399	0,50009	0,30812
0,34	0,98363	0,93563	0,95121	0,51374	0,31761
0,35	0,98265	0,93189	0,94835	0,52726	0,32712
0,36	0,98164	0,92805	0,94541	0,54064	0,33664
0,37	0,98061	0,92412	0,94239	0,55389	0,34617
0,38	0,97955	0,92009	0,93930	0,56699	0,35572
0,39	0,97846	0,91597	0,93614	0,57995	0,36528
0,40	0,97734	0,91176	0,93290	0,59276	0,37486
0,41	0,97619	0,90745	0,92958	0,60542	0,38446
0,42	0,97502	0,90306	0,92620	0,61793	0,39408
0,43	0,97381	0,89857	0,92273	0,63028	0,40371
0,44	0,97258	0,89400	0,91920	0,64247	0,41336
0,45	0,97132	0,88934	0,91560	0,65449	0,42303
0,46	0,97003	0,88459	0,91192	0,66635	0,43272
0,47	0,96871	0,87976	0,90817	0,67804	0,44242
0,48	0,96737	0,87484	0,90435	0,68955	0,45215
0,49	0,96599	0,86985	0,90047	0,70089	0,46190
0,50	0,96459	0,86477	0,89651	0,71206	0,47167
0,51	0,96316	0,85961	0,89249	0,72304	0,48146
0,52	0,96170	0,85438	0,88840	0,73384	0,49127
0,53	0,96022	0,84907	0,88424	0,74445	0,50110

Основные газодинамические функции при $k=1,33$					
λ	τ	Π	ε	q	M
0,54	0,95870	0,84368	0,88002	0,75488	0,51096
0,55	0,95716	0,83822	0,87574	0,76511	0,52084
0,56	0,95558	0,83268	0,87138	0,77515	0,53075
0,57	0,95398	0,82707	0,86697	0,78499	0,54068
0,58	0,95236	0,82140	0,86249	0,79464	0,55064
0,59	0,95070	0,81565	0,85795	0,80409	0,56062
0,60	0,94901	0,80984	0,85335	0,81333	0,57063
0,61	0,94730	0,80396	0,84869	0,82237	0,58066
0,62	0,94556	0,79802	0,84397	0,83120	0,59072
0,63	0,94379	0,79202	0,83919	0,83982	0,60081
0,64	0,94199	0,78595	0,83435	0,84824	0,61093
0,65	0,94016	0,77982	0,82946	0,85644	0,62108
0,66	0,93831	0,77364	0,82451	0,86442	0,63126
0,67	0,93642	0,76740	0,81950	0,87219	0,64147
0,68	0,93451	0,76110	0,81444	0,87975	0,65171
0,69	0,93257	0,75476	0,80933	0,88708	0,66198
0,70	0,93060	0,74835	0,80416	0,89419	0,67228
0,71	0,92860	0,74190	0,79894	0,90108	0,68262
0,72	0,92658	0,73540	0,79368	0,90774	0,69299
0,73	0,92452	0,72886	0,78836	0,91418	0,70340
0,74	0,92244	0,72226	0,78299	0,92040	0,71384
0,75	0,92033	0,71563	0,77757	0,92638	0,72431
0,76	0,91819	0,70895	0,77211	0,93214	0,73482
0,77	0,91603	0,70223	0,76660	0,93767	0,74537
0,78	0,91383	0,69547	0,76105	0,94296	0,75596
0,79	0,91161	0,68868	0,75545	0,94803	0,76658
0,80	0,90936	0,68185	0,74981	0,95286	0,77725
0,81	0,90708	0,67498	0,74413	0,95746	0,78795
0,82	0,90477	0,66808	0,73840	0,96182	0,79870
0,83	0,90243	0,66116	0,73264	0,96595	0,80948
0,84	0,90007	0,65420	0,72684	0,96985	0,82031
0,85	0,89767	0,64722	0,72099	0,97351	0,83118
0,86	0,89525	0,64021	0,71512	0,97693	0,84210
0,87	0,89280	0,63317	0,70920	0,98011	0,85306

Основные газодинамические функции при $k=1,33$					
λ	τ	Π	ε	q	M
0,88	0,89032	0,62612	0,70325	0,98306	0,86406
0,89	0,88781	0,61905	0,69727	0,98578	0,87512
0,90	0,88528	0,61195	0,69125	0,98825	0,88622
0,91	0,88272	0,60484	0,68520	0,99049	0,89736
0,92	0,88012	0,59772	0,67913	0,99249	0,90856
0,93	0,87750	0,59058	0,67302	0,99425	0,91980
0,94	0,87485	0,58342	0,66688	0,99578	0,93110
0,95	0,87218	0,57626	0,66072	0,99707	0,94245
0,96	0,86947	0,56909	0,65453	0,99813	0,95385
0,97	0,86674	0,56192	0,64831	0,99895	0,96530
0,98	0,86398	0,55474	0,64207	0,99953	0,97681
0,99	0,86119	0,54755	0,63581	0,99988	0,98838
1,00	0,85837	0,54036	0,62952	1,00000	1,00000
1,01	0,85552	0,53318	0,62322	0,99988	1,01168
1,02	0,85265	0,52599	0,61689	0,99954	1,02342
1,03	0,84974	0,51881	0,61055	0,99896	1,03521
1,04	0,84681	0,51163	0,60419	0,99815	1,04707
1,05	0,84385	0,50446	0,59781	0,99711	1,05899
1,06	0,84086	0,49730	0,59142	0,99584	1,07098
1,07	0,83785	0,49015	0,58501	0,99434	1,08303
1,08	0,83480	0,48301	0,57859	0,99262	1,09514
1,09	0,83173	0,47588	0,57216	0,99068	1,10732
1,10	0,82863	0,46877	0,56572	0,98851	1,11957
1,11	0,82550	0,46168	0,55927	0,98613	1,13189
1,12	0,82234	0,45460	0,55281	0,98352	1,14427
1,13	0,81915	0,44754	0,54635	0,98069	1,15673
1,14	0,81594	0,44050	0,53987	0,97765	1,16927
1,15	0,81269	0,43349	0,53340	0,97440	1,18188
1,16	0,80942	0,42650	0,52692	0,97093	1,19456
1,17	0,80612	0,41953	0,52043	0,96725	1,20732
1,18	0,80279	0,41259	0,51395	0,96336	1,22016
1,19	0,79944	0,40569	0,50746	0,95927	1,23308
1,20	0,79605	0,39881	0,50098	0,95497	1,24609
1,21	0,79264	0,39196	0,49450	0,95047	1,25917

