

**Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Уфимский государственный авиационный технический университет»**

Кафедра авиационной теплотехники и теплоэнергетики

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ

**по дисциплине
«Техническая термодинамика»**



Уфа 2022

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Уфимский государственный авиационный технический университет»

Кафедра авиационной теплотехники и теплоэнергетики

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ

по дисциплине
«Техническая термодинамика»

Учебное электронное издание сетевого доступа

© УГАТУ

Уфа 2022

Авторы-составители: Н. С. Сенюшкин, Ф. Г. Бакиров, Н. М. Цирельман, В. А. Слесарев, С. В. Гурин, В. М. Кудоярова, А. В. Сидоренко

Лабораторный практикум по дисциплине «Техническая термодинамика» [Электронный ресурс] / Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т ; [авт.-сост. : Н. С. Сенюшкин и др.]. – Уфа : УГАТУ, 2022. – URL: https://www.ugatu.su/media/uploads/MainSite/Ob%20universitete/Izdateli/El_izd/2022-13.pdf

Изложены основные теоретические положения об изучаемых термодинамических процессах, сведения о технике проведения теплофизического эксперимента и обработке опытных данных, необходимых для проведения лабораторных работ по технической термодинамике.

Предназначен для студентов, обучающихся по направлениям подготовки бакалавров 13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника, 24.03.05 Двигатели летательных аппаратов.

Рецензент д-р техн. наук, проф. Д. А. Ахмедзянов

При подготовке электронного издания использовались следующие программные средства:

- Adobe Acrobat – текстовый редактор;
- Microsoft Word – текстовый редактор.

Авторы-составители: *Сенюшкин Николай Сергеевич*
Бакиров Федор Гайфуллович
Цирельман Наум Моисеевич
Слесарев Виктор Алексеевич
Гурин Сергей Владимирович
Кудоярова Вилина Маратовна
Сидоренко Анастасия Владимировна

Редактирование и верстка *Р. М. Мухамадиева*
Программирование и компьютерный дизайн *О. М. Толкачёва*

Все права защищены. Книга или любая ее часть не может быть скопирована, воспроизведена в электронной или механической форме, в виде фотокопии, записи в память ЭВМ, репродукции или каким-либо иным способом, а также использована в любой информационной системе без получения разрешения от издателя. Копирование, воспроизведение и иное использование книги или ее части без согласия издателя является незаконным и влечет уголовную, административную и гражданскую ответственность.

Подписано к использованию: 02.03.2022
Объем: 1,19 Мб.

ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет»
450008, Уфа, ул. К. Маркса, 12.
Тел.: +7-908-35-05-007
e-mail: rik@ugatu.su

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ И СОСТАВА ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ АВИАЦИОННОГО КЕРОСИНА

Цель работы

Освоение методики расчета теплофизических параметров и состава многокомпонентной газовой смеси на примере продуктов сгорания авиационного керосина, а также исследование зависимости удельной теплоемкости продуктов сгорания от их температуры и состава.

Основные теоретические положения

Взаимосвязь между термическими параметрами рабочего тела устанавливается уравнением состояния

$$f(p, v, T) = 0. \quad (1.1)$$

В качестве рабочих тел в тепловых машинах и других технических устройствах для взаимного преобразования различных видов энергии используются различные газы, жидкости или их пары. Во многих случаях достаточно точной для описания состояния газообразных рабочих тел и его изменения в различных процессах, происходящих в тепловых машинах, является модель идеального газа. Уравнение состояния для идеального газа имеет вид

$$pv = RT. \quad (1.2)$$

Отсутствие в уравнениях (1.1) и (1.2) пространственных координат и времени свидетельствует о том, что речь идет о равновесных состояниях и равновесных процессах в термодинамических системах, которые и рассматриваются в настоящей работе.

Воздух и продукты сгорания углеводородных топлив, используемые в качестве рабочих тел в большинстве тепловых двигателей, работающих в атмосфере, являются

многокомпонентными газами. Установлено, что смесь идеальных газов также обладает свойствами идеального газа и для нее справедливо уравнение состояния (1.2). Однако при проведении расчетов возникает необходимость определения ряда параметров газовой смеси, таких как молярная масса μ , газовая постоянная R , удельная теплоемкость при постоянном давлении C_p , плотность ρ и др.

Они могут быть установлены достаточно просто при известном составе газовой смеси, который может быть выражен через массовые доли компонентов (число компонентов n)

$$g_i = \frac{m_i}{m}, \quad m = \sum_{i=1}^n m_i, \quad \sum_{i=1}^n g_i = 1; \quad (1.3)$$

объемные доли компонентов

$$r_i = \frac{V_i}{V} = \frac{v_i}{v}, \quad \sum_{i=1}^n r_i = 1 \quad (1.4)$$

или мольные доли

$$\bar{M}_i = \frac{M_i}{M} = r_i, \quad \sum_{i=1}^n \bar{M}_i = 1, \quad (1.5)$$

где величины с индексом i относятся к отдельным компонентам смеси. Здесь V_i – парциальный объем компонента, находящегося в смеси при парциальном давлении (такой объем компонент занимал бы при температуре T и давлении p смеси).

Взаимосвязь массовых и объемных долей компонентов газовой смеси выражается соотношениями

$$g_i = \frac{r_i \mu_i}{\mu}, \quad r_i = \frac{g_i / \mu_i}{\sum_{i=1}^n (g_i / \mu_i)} = \frac{g_i R_i}{R}. \quad (1.6)$$

Уравнения для расчета параметров газовой смеси при известных параметрах для отдельных компонентов имеют вид:

– молярная масса смеси

$$\mu = \sum_{i=1}^n \mu_i r_i = \frac{1}{\sum_{i=1}^n (g_i / \mu_i)}, \quad \frac{\text{КГ}}{\text{КМОЛЬ}}; \quad (1.7)$$

– удельные газовые постоянные компонентов смеси

$$R_i = \frac{\mu R}{\mu_i} = \frac{8,3142}{\mu_i}, \quad \frac{\text{КДЖ}}{\text{КГ} \cdot \text{К}}, \quad (1.8)$$

где $\mu R = 8,3142 \frac{\text{КДЖ}}{\text{КМОЛЬ} \cdot \text{К}}$ – универсальная газовая постоянная;

– удельная газовая постоянная смеси

$$R = \frac{\mu R}{\mu} = \frac{8,3142}{\mu} = \sum_{i=1}^n g_i R_i, \quad \frac{\text{КДЖ}}{\text{КГ} \cdot \text{К}}; \quad (1.9)$$

– удельная массовая теплоемкость при постоянном давлении

$$C_p = \sum_{i=1}^n C_{p_i} g_i, \quad \frac{\text{КДЖ}}{\text{КГ} \cdot \text{К}}; \quad (1.10)$$

– удельная массовая теплоемкость при постоянном объеме (уравнение Майера)

$$C_V = C_p - R, \quad \frac{\text{КДЖ}}{\text{КГ} \cdot \text{К}}; \quad (1.11)$$

– удельная молярная теплоемкость

$$(\mu C)_p = C_p \mu = \sum_{i=1}^n (\mu C_i)_p r_i, \quad \frac{\text{КДЖ}}{\text{КМОЛЬ} \cdot \text{К}}, \quad (1.12)$$

$$(\mu C)_V = C_V \cdot \mu = \sum_{i=1}^n (\mu C_i)_V r_i = (\mu C)_p - \mu R, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}; \quad (1.13)$$

– удельная объемная теплоемкость

$$C_p = \frac{(\mu C)_p}{V_\mu^0} = \frac{(\mu C)_p}{22,4}, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3 \cdot \text{К}}, \quad (1.14)$$

$$C_V = \frac{(\mu C)_V}{22,4}, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3 \cdot \text{К}}, \quad (1.15)$$

здесь $V_\mu^0 = 22,4 \text{ нм}^3$ – объем 1 киломоля газа при нормальных физических условиях ($t_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$, $p_0 = 101325 \text{ Па}$);

– показатель адиабаты

$$k = \frac{C_p}{C_V}; \quad (1.16)$$

– парциальные давления компонентов

$$p_i = p r_i, \quad \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}. \quad (1.17)$$

Значения истинных теплоемкостей в уравнениях (1.10)... (1.15) для отдельных компонентов зависят, главным образом, от температуры и задаются в табличной форме (табл. 1.6) или уравнениями вида $C_i = f(T)$. Поэтому соответствующие параметры газовой смеси будут также являться функциями температуры.

В состав сухого воздуха входят следующие компоненты: азот N_2 ($r_{\text{N}_2} = 0,7803$); кислород O_2 ($r_{\text{O}_2} = 0,2099$); аргон Ar ($r_{\text{Ar}} = 0,0094$); водород H_2 ($r_{\text{H}_2} = 0,0001$); диоксид углерода CO_2 , ($r_{\text{CO}_2} = 0,0003$) и некоторые другие примеси.

В практических расчетах обычно принимают воздух, состоящим из кислорода и атмосферного азота, относя к азоту все

примеси, при этом объемные доли компонентов принимают равными: $r_{O_2} = 0,21$, $r_{N_{2атм}} = 0,79$, а массовые доли – $g_{O_2} = 0,232$, $g_{N_{2атм}} = 0,768$.

Зависимости истинных теплоемкостей $C_p = f(T)$ для компонентов воздуха и продуктов сгорания углеводородных топлив в диапазоне температур $T = 600-1300$ К могут быть аппроксимированы полиномами вида

$$C_p = a_0 + a_1 \left(\frac{T}{1000} \right) + a_2 \left(\frac{T}{1000} \right)^2, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad (1.18)$$

Значения μ_i , R_i и коэффициенты полинома (1.18) даны в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Газ	μ_i , кг кмоль	R_i , кДж кг · К	Коэффициенты полинома		
			a_0	a_1	a_2
Атмосферный азот $N_{2атм}$	28,15	0,2954	0,87455	0,36339	-0,0811
Кислород O_2	32	0,2598	0,77723	0,47505	-0,16188
Диоксид углерода CO_2	44	0,1889	0,67209	0,84759	-0,28332
Водяной пар H_2O	18	0,4615	1,60160	0,68262	0,00771
Оксид углерода CO	28	0,2968	0,86421	0,43879	-0,11824

Помимо истинных теплоемкостей в расчетах могут применяться также средние для интервала температур значения теплоемкостей. За начальную температуру при вычислении средней теплоемкости газа может приниматься $t_0 = 0$ °С или $T_0 = 0$ К.

В первом случае средняя теплоемкость определяется по формуле

$$C_p^t = \frac{\int_{t_0}^t C_{pист} dt}{t}, \quad (1.19)$$

$$C_p^T = \frac{\int_{T_0}^T C_{pист} dT}{T}. \quad (1.20)$$

Соответственно энтальпии могут вычисляться по формулам

$$i^t = C_p^t t, \quad (1.21)$$

$$i^T = C_p^T T. \quad (1.22)$$

При этом будут соблюдаться условия: $C_p^t \neq C_p^T$, $i^t \neq i^T$, а $\Delta i^t = \Delta i^T$, т. е. $C_p^{t_2} t_2 - C_p^{t_1} t_1 = C_p^{T_2} T_2 - C_p^{T_1} T_1$.

Использование средних теплоемкостей C_p^t , отсчитанных от 0 °С, практически является неудобным, так как в расчетные термодинамические формулы входит абсолютная температура, поэтому в большинстве случаев используются величины C_p^T . В термодинамических процессах с изменением температуры ($T_1 \rightarrow T_2$) средняя для процесса удельная теплоемкость может быть определена по формуле

$$C_p \Big|_{T_1}^{T_2} = \frac{C_p^{T_2} T_2 - C_p^{T_1} T_1}{T_2 - T_1}. \quad (1.23)$$

Элементарный химический состав углеводородного топлива с условной формулой C_xH_y может быть определен с учетом соотношений

$$g(C) = \frac{x \mu(C)}{x \mu(C) + y \mu(H)}, \quad (1.24)$$

$$g(H) = \frac{y \cdot \mu(H)}{x \mu(C) + y \mu(H)}, \quad (1.25)$$

где $\mu(C) = 12,01$, $\mu(H) = 1,008$ – условные атомные массы, а $g(C)$, $g(H)$ – массовые доли углерода и водорода в топливе.

Расчетный состав продуктов сгорания определяется в первом приближении по основным компонентам – CO_2 , CO , H_2O , $N_{2\text{атм}}$, O_2 в пренебрежении диссоциацией компонентов вследствие относительно низких температур газа. Если пренебречь наличием в продуктах сгорания весьма незначительных концентраций несгоревших углеводородов $C_x H_y$ и частиц углерода (дыма), то всю невыделившуюся теплоту сгорания топлива $Q_{\text{неп. сгор.}}$ можно отнести к незавершенности реакции $CO \rightarrow CO_2$



где $Q_{(CO \rightarrow CO_2)} = 285500$ кДж/кмоль – экзотермический тепловой эффект этой реакции.

Тогда из уравнения

$$\dot{Q}_{\text{неп. сгор.}} = \dot{m}_T Hu(1 - \eta_T) = \frac{Q_{(CO \rightarrow CO_2)} \dot{m}_{CO}}{\mu_{CO}}$$

можно определить массовый секундный расход оксида углерода CO за камерой сгорания двигателя

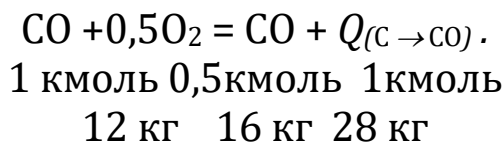
$$\dot{m}_{CO} = \frac{\mu_{CO} \dot{m}_T Hu(1 - \eta_T)}{Q_{(CO \rightarrow CO_2)}}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}. \quad (1.26)$$

Здесь $\dot{m}_T \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right)$ – секундный расход топлива, $Hu \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$ –

низшая теплотворная способность топлива (без конденсации водяных паров), η_T – коэффициент полноты сгорания топлива.

Массовый расход элементов, участвующих в реакциях горения, и полученных компонентов газовой смеси можно определить из стехиометрических уравнений горения элементов топлива.

1. Реакция неполного сгорания углерода



Количество углерода, окисленного в CO

$$\dot{m}_{(\text{C} \rightarrow \text{CO})} = \frac{\dot{m}_{\text{CO}} 12}{28} = \frac{3\dot{m}_{\text{CO}}}{7}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}. \quad (1.27)$$

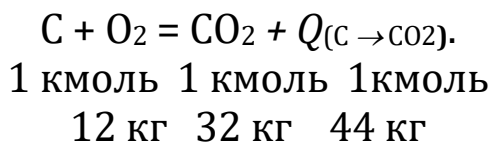
Количество прореагировавшего при этом кислорода

$$\dot{m}_{(\text{O}_2 \rightarrow \text{CO})} = \frac{\dot{m}_{\text{CO}} 16}{28} = \frac{4\dot{m}_{\text{CO}}}{7}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}. \quad (1.28)$$

Количество углерода в топливе, не участвующего в реакции (C → CO),

$$\dot{m}'_{\text{C}} = \dot{m}_{\text{C}} - \dot{m}_{(\text{C} \rightarrow \text{CO})} = \dot{m}_{\text{T}} g(\text{C}) - \dot{m}_{(\text{C} \rightarrow \text{CO})}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}. \quad (1.29)$$

2. Реакция окисления углерода в CO₂



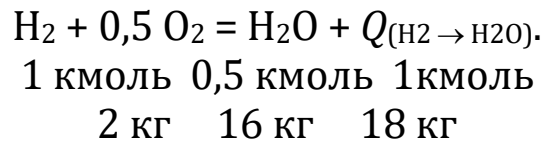
Количество образовавшегося CO₂

$$\dot{m}_{\text{CO}_2} = \frac{\dot{m}'_{\text{C}} 44}{12} = \frac{11\dot{m}'_{\text{C}}}{3}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}. \quad (1.30)$$

Количество прореагировавшего при этом кислорода

$$\dot{m}_{(O_2 \rightarrow CO_2)} = \frac{\dot{m}'_C 32}{12} = \frac{8\dot{m}'_C}{3}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}. \quad (1.31)$$

3. Реакция окисления водорода в H₂O



Количество образовавшегося H₂O

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{\dot{m}_H 18}{2} = 9\dot{m}_T g(H), \frac{\text{кг}}{\text{с}}. \quad (1.32)$$

Количество прореагировавшего при этом кислорода

$$\dot{m}_{(O_2 \rightarrow H_2O)} = \frac{\dot{m}_H 16}{2} = 8\dot{m}_T g(H), \frac{\text{кг}}{\text{с}}. \quad (1.33)$$

4. Общее количество кислорода, участвовавшего в реакциях горения

$$\dot{m}_{O_2 \text{ гор}} = \dot{m}_{(O_2 \rightarrow CO)} + \dot{m}_{(O_2 \rightarrow CO_2)} + \dot{m}_{(O_2 \rightarrow H_2O)}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}. \quad (1.34)$$

5. Количество остаточного кислорода в продуктах горения

$$\dot{m}_{O_2 \text{ ПГ}} = \dot{m}_{O_2} - \dot{m}_{O_2 \text{ гор}} = \dot{m}_B g(O_2) - \dot{m}_{O_2 \text{ гор}}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}. \quad (1.35)$$

Здесь $\dot{m}_B \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right)$ – массовый расход воздуха на входе в двигатель.

Описание экспериментальной установки

В качестве исследуемой многокомпонентной газовой смеси выступают продукты сгорания авиационного керосина ТС-1. Регулирование их состава в экспериментах осуществляется за счет различного соотношения массовых расходов сжигаемого топлива \dot{m}_T и воздуха \dot{m}_B в камере сгорания. Состав топливоздушной смеси обычно характеризуют коэффициентом избытка воздуха α :

$$\alpha = \frac{\dot{m}_B}{L_0 \cdot \dot{m}_T}, \quad (1.36)$$

где L_0 , $\frac{\text{кг ВОЗД.}}{\text{кг ТОПЛ.}}$ – количество воздуха, теоретически

необходимого для сгорания 1 кг топлива. Сжигание керосина осуществляется в камере сгорания малоразмерного ТРД ТС-20, схема которого показана на рис. 1.1.

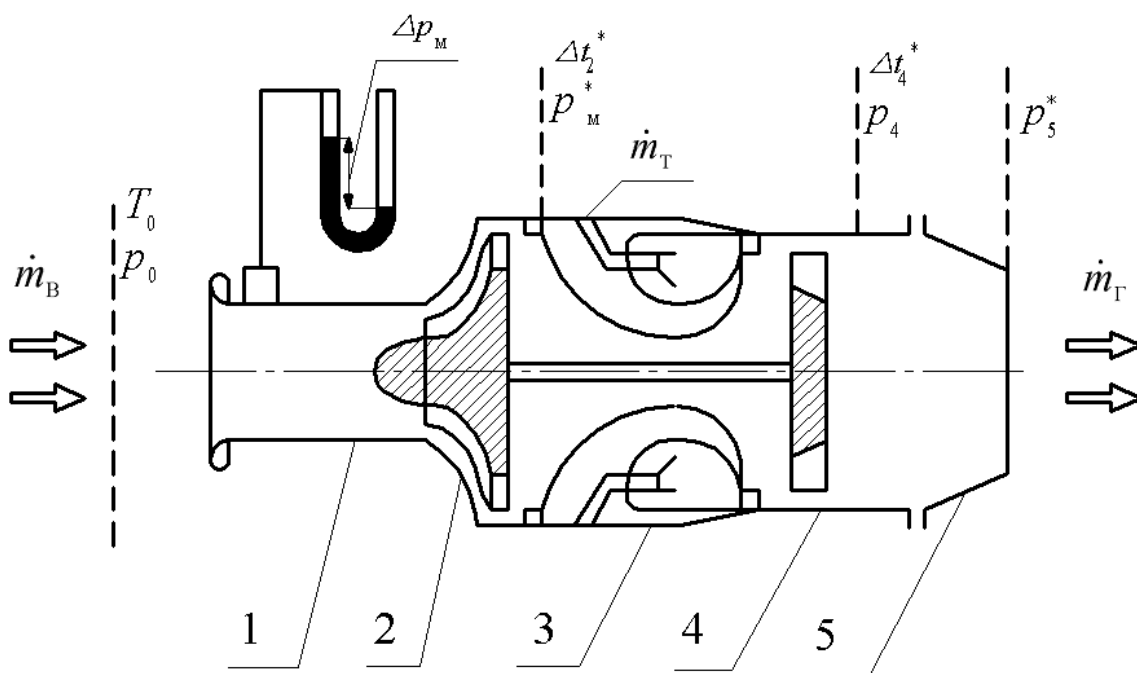


Рис. 1.1. Схема ТРД ТС-20 с контрольными сечениями:
1 – входное устройство с мерным участком; 2 – компрессор;
3 – камера сгорания; 4 – турбина; 5 – реактивное сопло

Последующее расширение газа в турбине и реактивном сопле с понижением температуры газа позволяет провести исследование

зависимости удельной теплоемкости и показателя адиабаты продуктов сгорания различного состава от температуры: $C = f(T)$, $k = f(T)$. При проведении эксперимента измеряются следующие параметры:

1. Давление p_0 в окружающей среде. Измеряется барометром в мм рт. ст.

2. Температура окружающей среды t_0 . Измеряется спиртовым термометром в градусах Цельсия.

3. Перепад давления Δp_m в мерном участке входного устройства. Измеряется водяным пьезометром в мм вод. ст.

4. Полное давление p_2^* за компрессором. Измеряется избыточное давление с помощью образцового манометра (100 делений шкалы соответствуют избыточному давлению $p_{2 \text{ изб.}}^* = 2,5 \text{ кг/см}^2 = 245250 \text{ Па}$).

5. Полная температура t_2^* за компрессором. Измеряется хромель-копелевой (ХК) термопарой с регистрацией величины термоэлектродвижущей силы милливольтметром, шкала которого проградуирована в градусах Цельсия ($\Delta t_2^* = t_2^* - t_{\text{х.сп.}}$).

6. Статическое давление p_4 за турбиной. Измеряется избыточное давление с помощью образцового манометра (100 делений шкалы соответствуют избыточному давлению $p_{4 \text{ изб.}} = 1,6 \text{ кг/см}^2 = 156960 \text{ Па}$).

7. Полная температура t_4^* за турбиной. Измеряется хромель-алюмелевой (ХА) термопарой с регистрацией величины термоэлектродвижущей силы милливольтметром, шкала которого проградуирована в градусах Цельсия ($\Delta t_4^* = t_4^* - t_{\text{х.сп.}}$).

8. Полное давление p_5^* на срезе сопла. Измеряется избыточное давление с помощью образцового манометра (100 делений шкалы соответствуют избыточному давлению $p_{5 \text{ изб.}}^* = 1,6 \text{ кг/см}^2 = 156960 \text{ Па}$).

9. Объемный расход топлива \dot{V}_T . Измеряется с помощью расходомера ТРД-4, установленного в системе топливопитания двигателя, и электронно-цифрового частотомера ЧЗ-24 (f_V).

10. Частота вращения ротора турбокомпрессора n . Измеряется с помощью тахометра ДТЭ-2 и частотомера ИЧ-6 (f_n). При

выполнении лабораторной работы проводятся три эксперимента при различных режимах работы двигателя.

Результаты экспериментов заносятся в таблицу экспериментальных данных (табл. 1.2).

Таблица 1.2

Режим	f_n	p_0	t_0	Δp_m	p_2^*	Δt_2^*	p_4	Δt_4^*	p_5^*	f_V
	Гц	мм рт.ст.	°С	мм вод.ст.	делен.	°С	делен.	°С	делен.	Гц
1										
2										
3										

Обработка результатов экспериментов

1. Прежде всего, необходимо перевести результаты измерений в стандартные единицы измерения в системе СИ. Эквивалентные соотношения для единиц давлений:

1 мм рт. ст.=1 торр=133,6 Па; 1 мм вод. ст.=9,81 Па;

1 кг/см² = 9,81·10⁴ Па.

Абсолютные давления по сечениям двигателя определяются через измеренные избыточные давления $p_{абс.} = p_{изб.} + p_0$, Па. Температуры по сечениям двигателя определяются по формуле

$$T = \Delta t + t_{х.сп.} + 273,15 \text{ К.}$$

Здесь принимается $t_{х.сп.} = t_0$.

Частота вращения ротора турбокомпрессора n определяется по формуле

$$n = 3 f_n, \text{ об/мин.} \quad (1.37)$$

Объемный расход топлива определяется по формуле

$$\dot{V}_T = \frac{f_V \cdot 0,04}{250}, \text{ л/с.} \quad (1.38)$$

Данные первичной обработки результатов экспериментов заносятся в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Режим	п	p_0	T_0	Δp_M	$p_{2 \text{ абс.}}^*$	T_2^*	$p_{4 \text{ абс.}}$	T_4^*	$p_{5 \text{ абс.}}^*$	\dot{V}_T
	$\frac{\text{об}}{\text{мин}}$	Па	К	Па	Па	К	Па	К	Па	$\frac{\text{л}}{\text{с}}$
1										
2										
3										

2. Необходимые для обработки результатов данные:

1) характеристики керосина ТС-1:

условная формула $C_{7,2} H_{14}$;

низшая теплотворная способность $Hu = 42914$ кДж/кг;

стехиометрический коэффициент топлива $L_0 = 14,9 \frac{\text{кг ВОЗД.}}{\text{кг ТОПЛ.}}$;

плотность $\rho_T = 0,775 \cdot 10^3$ кг/м³ = 0,775 кг/л;

2) характеристики двигателя ТС-20:

площадь входного устройства в мерном сечении

$$F_M = 109,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

коэффициент полноты сгорания в камере $\eta_\Gamma = 0,97$;

коэффициент потерь полного давления в камере сгорания

$$\sigma_{\text{к.с.}} = 0,92.$$

3. Расход воздуха определяется по формуле

$$\dot{m}_B = F_M \sqrt{\frac{2 \Delta P_M}{v_M}}, \text{ кг/с}, \quad (1.39)$$

где удельный объем воздуха в мерном сечении определяется из уравнения состояния

$$v_M = \frac{R_B T_M}{P_M} \cong \frac{R_B T_0}{P_0}, \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (1.40)$$

Здесь $R_B = 287$ Дж/кг·К – газовая постоянная воздуха.

Для более точного расчета можно воспользоваться формулами (учитывая, что $p_0 = p_0^*$; $T_0 = T_0^*$; $T_M^* \approx T_0^*$; $p_M^* = p_0$):

$$p_M = p_0 - \Delta p_M, \text{ Па}, \quad (1.41)$$

$$T_M = T_0 - \frac{W_M^2}{2 \cdot C_{p_B}}, \text{ К}. \quad (1.42)$$

Здесь $C_{p_B} = 1005 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ – удельная теплоемкость воздуха.

$$W_M = \sqrt{2 \Delta p_M v_M}, \text{ м/с}. \quad (1.43)$$

Здесь v_M ($\text{м}^3 / \text{кг}$) – первоначально найденное приближенное значение.

4. Массовый расход топлива

$$\dot{m}_T = \dot{V}_T \rho_T, \text{ кг/с}. \quad (1.44)$$

5. Расход газа

$$\dot{m}_Г = \dot{m}_B + \dot{m}_T, \text{ кг/с}. \quad (1.45)$$

6. Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания

$$\alpha_{\text{к.с.}} = \frac{\dot{m}_B}{\dot{m}_T L_0}. \quad (1.46)$$

7. Относительный расход топлива

$$q_T = \frac{\dot{m}_T}{\dot{m}_B}, \frac{\text{кг топл.}}{\text{кг возд.}}. \quad (1.47)$$

8. Среднемассовая температура газа T_3^* перед турбиной может быть найдена из приближенного уравнения теплового баланса при горении топлива

$$Q_1 \cong \dot{m}_T H_u \eta_\Gamma = (\dot{m}_T T_3^* - \dot{m}_B T_2^*) \bar{C}_p. \quad (1.48)$$

Здесь \bar{C}_p – условная средняя теплоемкость при подводе теплоты в камере сгорания. Отсюда

$$T_3^* = \frac{\frac{q_T H u \eta_\Gamma}{\bar{C}_p} + T_2^*}{1 + q_T}. \quad (1.49)$$

Хорошая сходимость с результатами точного расчета величины T_3^* получается при $\bar{C}_p = 1,1242 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$. В связи с относительно небольшими скоростями газа в камере сгорания и за турбиной можно приближенно принять $T_3 \cong T_3^*$ и $T_4 \cong T_4^*$.

9. Считая в первом приближении течение газа в реактивном сопле адиабатным, принимаем $T_5^* = T_4^*$. Тогда статическая температура газа на срезе T_5 сопла может быть найдена из уравнения изоэнтропического торможения газа в выходном сечении сопла:

$$T_5 = T_5^* \left(\frac{P_5}{P_5^*} \right)^{\frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma}} = T_4^* \left(\frac{P_0}{P_5^*} \right)^{0,25}, \text{ К.} \quad (1.50)$$

Здесь принимается $k_\Gamma \cong 1,33$. При полном расширении газа в реактивном сопле $P_5 = P_0$.

10. Массовый состав продуктов горения

$$g_{i \text{ ПГ}} = \frac{\dot{m}_i}{\dot{m}_\Gamma}. \quad (1.51)$$

Здесь $\dot{m}_i = \dot{m}_{\text{CO}}$ – по формуле (1.26),

$\dot{m}_i = \dot{m}_{\text{CO}_2}$ – по формуле (1.30),

$\dot{m}_i = \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}$ – по формуле (1.32),

$$\dot{m}_i = \dot{m}_{O_2 \text{ ПГ}} - \text{ по формуле (1.35),}$$

$$\dot{m}_i = \dot{m}_{N_2 \text{ атм}} = \dot{m}_B \cdot g_{N_2 \text{ атм}}.$$

$$\text{Контрольная проверка} - \sum_i g_{i \text{ ПГ}} = 1,0.$$

11. Объемные доли компонентов газовой смеси r_i определяются по формуле (1.6)

$$\text{Контрольная проверка} - \sum_i r_{i \text{ ПГ}} = 1,0 .$$

12. Удельная истинная теплоемкость при постоянном давлении для компонентов газовой смеси C_{pi} при температурах T_3 , T_4 , T_5 определяется по формуле (1.18) или по данным табл. 1.6 (методом интерполяции).

Полученные данные для каждого режима сводятся в табл. 1.4.

Таблица 1.4

Газ	g_i	r_i	$T_3 = \quad , \text{ К}$	$T_4 = \quad , \text{ К}$	$T_5 = \quad , \text{ К}$
			$C_p, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$C_p, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$C_p, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$
$N_{2 \text{ атм}}$					
O_2					
CO_2					
H_2O					
CO					

13. Удельная газовая постоянная газовой смеси R – по формуле (1.9).

14. Молярная масса газовой смеси μ – по формуле (1.7).

15. Удельная истинная теплоемкость при постоянном давлении C_p для газовой смеси – по формуле (1.10).

16. Удельная истинная теплоемкость при постоянном объеме C_v для газовой смеси – по формуле (1.11).

17. Показатель адиабаты газовой смеси k – по формуле (1.16).

Полученные данные для трех режимов сводятся в табл. 1.5.

Таблица 1.5

Режим	$\alpha_{к.с.}$	μ , кг/кмоль	R , $\frac{кДж}{кг \cdot К}$	T_3 , К	C_{p3} , $\frac{кДж}{кг \cdot К}$	C_{V3} , $\frac{кДж}{кг \cdot К}$	k_3	T_4 , К	C_{p4} , $\frac{кДж}{кг \cdot К}$	C_{V4} , $\frac{кДж}{кг \cdot К}$	k_4	T_5 , К	C_{p5} , $\frac{кДж}{кг \cdot К}$	C_{V5} , $\frac{кДж}{кг \cdot К}$	k_5
1															
2															
3															

По результатам расчетов строятся графики зависимостей удельной теплоемкости и показателя адиабаты для продуктов сгорания в виде:

$$C_p = f(T, \alpha), C_V = f(T, \alpha), k = f(T, \alpha).$$

Требования к отчету

Отчет по лабораторной работе должен включать цель работы, краткую информацию по теоретической части, схему экспериментальной установки с указанием контрольных сечений, таблицы результатов 3-х экспериментов и результатов расчета, графики зависимостей

$$C_p = f(T, \alpha), C_V = f(T, \alpha), k = f(T, \alpha)$$

и выводы по работе. В выводах следует резюмировать полученные данные о массовом и объемном составе продуктов горения керосина и проанализировать характер протекания зависимостей

$$C_p = f(T, \alpha), C_V = f(T, \alpha), k = f(T, \alpha).$$

При оформлении отчета следует придерживаться следующих правил:

1. Результаты промежуточных вычислений фиксируются с точностью до 5 значащих цифр (например, $p = 101320$ Па, $T = 413,15$ К, $\dot{m}_B = 0,95371$ кг/с, $q_T = 0,020351$, $C_p = 1,1242$ кДж/кг). Конечные результаты округляются до 4 значащих цифр ($C_p = 1,124$ кДж/кг, $k = 1,312$).

2. Вычисления представляются в следующей форме: расчетная формула, числовая подстановка, результат расчета.

3. У результатов расчета, представляющих собой размерные величины, обязательно проставляется единица измерения.

4. При построении графиков вначале оценивается диапазон варьирования параметров, с учетом этих диапазонов наносятся равномерные шкалы, проставляются масштабные числа и с использованием этих масштабов наносятся экспериментальные или расчетные данные. При выборе масштабов должен использоваться предпочтительный ряд чисел: 1; 2; (2,5); 4; 5 и кратные им числа; использование в масштабах чисел 3; 6; 7; 9; 11; 13 и т. д. не допускается.

Истинная массовая теплоемкость газов при постоянном давлении (по спектроскопическим данным) в кДж/(кг·К) представлена в табл. 1.6.

Таблица 1.6

$t, ^\circ\text{C}$	T, K	$\text{N}_2_{\text{атм}}$	O_2	CO_2	H_2O	CO	Воздух
300	573,15	1,0605	0,9944	1,0602	1,9994	1,0803	1,0445
350	623,15	1,0709	1,0094	1,0885	2,0315	1,0928	1,0559
400	673,15	1,0822	1,0236	1,1143	2,0646	1,1057	1,0678
450	723,15	1,0940	1,0366	1,1379	2,0984	1,1190	1,0798
500	773,15	1,1061	1,0485	1,1593	2,1329	1,1321	1,0918
550	823,15	1,1181	1,0593	1,1789	2,1677	1,1449	1,1036
600	873,15	1,1298	1,0691	1,1967	2,2030	1,1572	1,1150
650	923,15	1,1412	1,0779	1,2130	2,2383	1,1688	1,1258
700	973,15	1,1520	1,0858	1,2279	2,2738	1,1797	1,1361
750	1023,15	1,1621	1,0931	1,2416	2,3091	1,1898	1,1457
800	1073,15	1,1717	1,0998	1,2544	2,3441	1,1992	1,1546
850	1123,15	1,1807	1,1059	1,2658	2,3788	1,2080	1,1629
900	1173,15	1,1891	1,1118	1,2766	2,4130	1,2161	1,1707
950	1223,15	1,1969	1,1172	1,2865	2,4466	1,2236	1,1779
1000	1273,15	1,2043	1,1224	1,2958	2,4793	1,2307	1,1846
1050	1323,15	1,2113	1,1272	1,3044	2,5112	1,2373	1,1909
1100	1373,15	1,2179	1,1319	1,3124	2,5420	1,2435	1,1969

Значения $C_p(T)$ при температурах $T_1 < T < T_2$ определяются с помощью линейной интерполяции

$$C_p(T) = C_p(T_1) + [C_p(T_2) - C_p(T_1)] \frac{T - T_1}{T_2 - T_1}$$

Контрольные вопросы

1. О чем свидетельствует отсутствие в уравнении $pV=RT$ пространственных координат и времени?
2. Какими соотношениями выражается взаимосвязь массовых и объемных долей компонентов газовой смеси?
3. Почему параметры газовой смеси будут также являться функциями температуры?
4. Какие компоненты входят в состав сухого воздуха?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2 ИССЛЕДОВАНИЕ АДИАБАТНОГО ПРОЦЕССА РАСШИРЕНИЯ ГАЗА В ТУРБИНЕ

Цель работы

Освоение методов термодинамического моделирования реальных процессов, протекающих в тепловых машинах, в данном конкретном случае – в турбине авиационного ТРД. Экспериментальное определение основных термодинамических характеристик турбины.

Основные теоретические положения

Газовая турбина представляет собой техническое устройство для преобразования энергии газового потока в механическую энергию вращающегося вала. Основными конструктивными элементами турбины являются установленное на валу рабочее колесо (диск турбины с лопатками) и статор с неподвижными лопатками соплового аппарата. Газовые турбины в настоящее время являются составной частью многих типов тепловых двигателей и энергетических установок, в том числе и турбореактивных двигателей (ТРД), экспериментальный образец которого выступает в качестве объекта исследования при выполнении настоящей работы.

Превращение энергии в турбине осуществляется с помощью газообразного рабочего тела, а его свойства с высокой степенью точности описываются моделью идеального газа и соответствующим уравнением состояния

$$Pv = RT \quad (2.1)$$

При теоретическом анализе процессов, происходящих в турбине, в качестве термодинамической системы, т.е. объекта термодинамического анализа, принимается рабочее тело. Очевидно, что речь идет от открытой термодинамической системе, причем в данной работе будут рассматриваться только стационарные режимы работы турбины в приближении

термодинамического равновесия, т.е. стационарные равновесные процессы. В этом случае параметры газа в каждой точке не зависят от времени, а при анализе преобразованной энергии можно ограничиться двумя сечениями: перед турбиной и за ней.

Уравнение I закона термодинамики для открытой термодинамической системы с учетом принятых допущений имеет следующий вид

$$\dot{m} \left(i_4 + \frac{w_4^2}{2} + gh_4 \right) - \dot{m} \left(i_3 + \frac{w_3^2}{2} + gh_3 \right) = \dot{Q}^e + \dot{Q}_{\text{тр}}^i - \dot{L}_{\text{техн}}^e - \dot{L}_{\text{тр}}^i, \quad (2.2)$$

где точки над символами отдельных параметров обозначают, что они отнесены к единице времени (например, \dot{m} – массовый расход газа в кг/с), а нижние индексы показывают нумерацию сечений по тракту двигателя. Изменением потенциальной энергии высоты газа относительно уровня земли можно пренебречь $h_3 = h_4$ и соответствующие слагаемые в уравнении (2.2) опустить.

В абсолютном большинстве случаев $|\dot{Q}^e| \ll \dot{m} i_3$ и с достаточной для практики точностью, не учитывая потери тепла через стенки (в случае охлаждаемых лопаток турбины также и теплопередачей от газа к охлаждающему агенту), можно принять $\dot{Q}^e \cong 0$. Таким образом, реальный процесс расширения газа в турбине в первом приближении моделируем адиабатным термодинамическим процессом как частным случаем политропного процесса. С учетом вышеуказанных допущений уравнение (2.2) упростится и примет вид

$$\begin{aligned} \dot{m} \left(i_{4s} + \frac{w_4^2}{2} \right) - \dot{m} \left(i_3 + \frac{w_3^2}{2} \right) &= \dot{Q}_{\text{тр}}^i - \dot{L}_{\text{тр}}^i - \dot{L}_{\text{техн}}^e = \\ &= \dot{m} (i_{4s}^* - i_3^*), \end{aligned} \quad (2.3)$$

где индекс * относится к параметрам изоэнтропически заторможенного потока.

Идеальным процессом расширения в турбине принято считать адиабатический изоэнтропический процесс без учета влияния трения ($Q_{\text{тр}}^i = L_{\text{тр}}^i = 0$), для которого уравнение I закона термодинамики запишется в виде

$$\dot{m}(i_4^* - i_3^*) = -\dot{L}_{\text{техн}}^e \quad (2.4)$$

или

$$i_3^* = i_4^* + l_{\text{техн}}^e, \quad (2.4')$$

где $\dot{L}_{\text{техн}}^e = N_{\text{т}}$ и $l_{\text{техн}}^e$ – мощность турбины (работа, совершаемая газом в единицу времени и переданная валу турбины) и удельная техническая работа, соответственно.

В термодинамике адиабатный изоэнтропный процесс принято называть просто адиабатным процессом, а взаимосвязь термических параметров для идеального газа отражают следующие уравнения (уравнения адиабаты)

$$P v = \text{const}, \quad T v^{\frac{1-k}{k}} = \text{const}, \quad T P^{\frac{1}{k}} = \text{const}, \quad (2.5)$$

где $k = \bar{C}_p / \bar{C}_v$ – показатель адиабаты.

Эти уравнения позволяют установить взаимосвязь параметров состояния в сечениях 3 и 4, соответственно до и после турбины. На рис. 2.1 процесс расширения 3 – 4 показан в $P - v$ и $T - s$ диаграммах (сплошные линии).

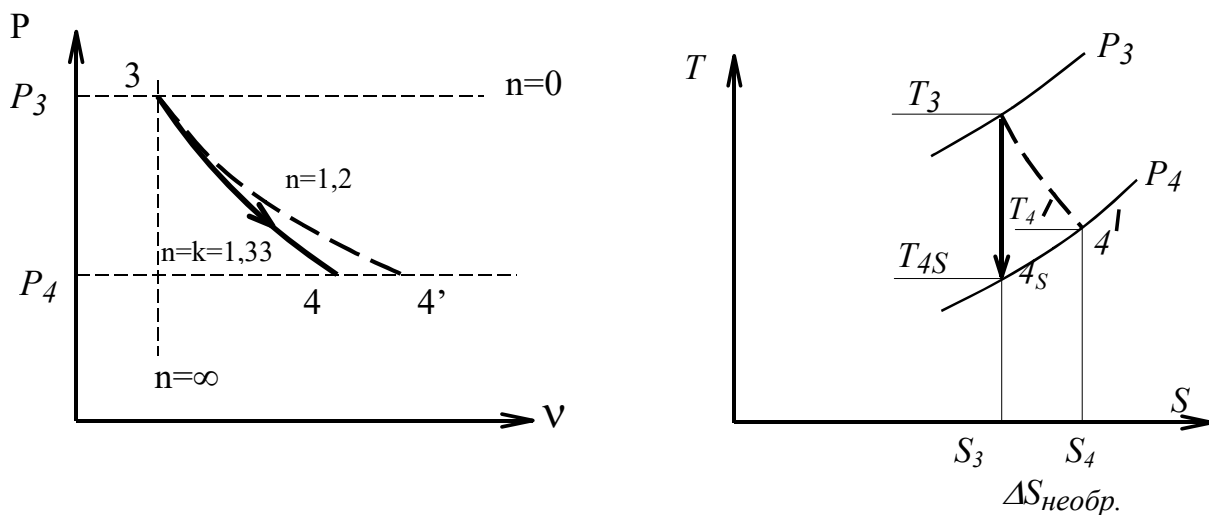


Рис. 2.1

Удельная работа турбины при этом, исходя из уравнения (4*), может быть рассчитана по соотношениям

$$\begin{aligned}
 l_{\text{техн}}^e &= i_3^* - i_{4_s}^* = \bar{C}_p (T_3^* - T_{4_s}^*) = \frac{k}{k-1} R (T_3^* - T_{4_s}^*) = \\
 &= \frac{k}{k-1} R T_3^* \left[1 - \left(\frac{P_4^*}{P_3^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad (2.6)
 \end{aligned}$$

записанным с учетом уравнения Майера для идеального газа и уравнения (2.5) для взаимосвязи давления и температуры заторможенного потока.

В реальном процессе расширения газа в турбине часть полезной работы затрачивается на преодоление сил трения, возникающих при движении газа относительно поверхностей элементов конструкции турбины, образующих газовый тракт. При этом работа сил трения превращается в теплоту $\dot{L}_{\text{тр}} \rightarrow \dot{Q}_{\text{тр}}$ и возвращается газу, а в целом влияние этого фактора с учетом развитой поверхности лопаток и значительных скоростей вращения рабочего колеса весьма существенно. Превращение части работы в теплоту называется диссипацией энергии в

турбине. Этот необратимый процесс сопровождается ростом энтропии газа

$$\Delta \dot{S}_{\text{необр}} = \int_3^4 \frac{dQ_{\text{тр}}^i}{T} = \dot{m} \Delta s_{\text{необр}}, \quad (2.7)$$

здесь $\Delta \dot{S}_{\text{необр}}$ – изменение полной энтропии, $\Delta s_{\text{необр}}$ – изменение удельной энтропии.

В пренебрежении теплообменом с внешней стороны ($\dot{Q}^e \cong 0$) реальный процесс расширения газа является адиабатным неизоэнтропическим, а взаимосвязь параметров состояния в процессе расширения неизвестна.

На практике в первом приближении такой процесс можно смоделировать политропным процессом, для которого условно принимается $\dot{Q}_{\text{тр}}^i = \dot{Q}^e$. Это позволяет использовать для расчетов нижеследующие формулы политропного процесса

$$P v^n = \text{const}; \quad T v^{n-1} = \text{const}; \quad T P^{\frac{1-n}{n}} = \text{const}; \quad (2.8)$$

$$\dot{Q}^e = \dot{Q}_{\text{тр}}^i = \dot{m} c \Delta T = \dot{m} \bar{C}_v \frac{n-k}{n-1} \Delta T; \quad (2.9)$$

$$l_{\text{техн}}^n = \frac{n}{n-1} R \Delta T = \frac{n}{n-1} R T_3 \left[1 - \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]. \quad (2.10)$$

На рис. 2.1 такой процесс изображен пунктирной линией 3 – 4'. Покажем, что при этом показатель политропы расширения $n < k$. Теплоемкость политропного процесса определяется формулой

$$C = \frac{dq^e}{dT} = \bar{C}_v \frac{n-k}{n-1}. \quad (2.11)$$

Так как $dq^e = dq_{\text{тр}}^i > 0$, а в турбине $dT < 0$, то $C < 0$. Величина теплоемкости C по формуле (2.11) может быть отрицательной в двух случаях:

- а) $(n - k) < 0, (n - 1) > 0$, тогда $n < k, n > 1$;
- б) $(n - 1) < 0, (n - k) > 0, n > k, n < 1$.

Обычно реализуются соотношения $n > 1$ и, соответственно, $n < k$.

Как видно из $T - S$ диаграммы на рис. 2.1, действительная температура в конце расширения T_4' больше, чем теоретическая T_{4s} в конце изоэнтропического расширения: $T_4' > T_{4s}$. Это также следует из взаимосвязи давления и температуры в адиабатном (см. формулы (2.5)) и политропном (см. формулы (2.8)) процессах

$$T_{4s} = T_3 \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{1 - \frac{1}{k}} \quad \text{и} \quad T_4' = T_3 \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{1 - \frac{1}{n}}. \quad (2.12)$$

При $n < k$ будет $1 - \frac{1}{k} > 1 - \frac{1}{n}$, и при $\frac{P_4}{P_3} < 1$, из (12) следует $T_{4s} < T_4'$.

Аналогичны соотношения и для параметров заторможенного потока.

Работа расширения в политропном процессе $l_{\text{техн}}^n$, определяемая выражением (2.10), больше, чем работа изоэнтропного процесса расширения $l_{\text{техн}}^e$ (см. формулу (2.6)), при $n < k$, что наглядно видно в $P - v$ диаграмме на рис. 2.1. Физически это вполне очевидно, так как $l_{\text{техн}}^n$ помимо работы, снимаемой с вала турбины, включает в себя работу трения.

В уравнении I закона термодинамики (2.3) в случае неизоэнтропного процесса расширения 3 - 4'

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{тр}}^i - \dot{L}_{\text{тр}}^i - \dot{L}_{\text{техн}}^e &= \dot{m} \left[(i_4^*)' - i_3^* \right], \\ (i_4^*)' > i_{4s}^*, \text{ т.к. } T_4' > T_{4s}, \text{ а } \dot{Q}_{\text{тр}}^i &= \dot{L}_{\text{тр}}. \end{aligned} \quad (2.13)$$

Поэтому действительная работа турбины меньше, чем работа идеальной турбины с изоэнтропическим расширением газа, рассчитываемая по уравнению (2.4).

Так как при адиабатическом процессе расширения (изоэнтропическом и неизоэнтропическом) полезная техническая работа получается за счет уменьшения энтальпии газа, то в реальном процессе расширения срабатывается меньший перепад энтальпий, чем в идеальном процессе, что и объясняет физически вышеуказанный результат сравнения работ в двух рассматриваемых процессах.

В термодинамике для того, чтобы охарактеризовать различия между реальным и изоэнтропическим (идеальным) процессами расширения, т.е. оценить степень совершенства конкретных турбин, наиболее часто применяют следующие параметры: $\eta_{СТ}$, $\eta_{ехТ}$, Ψ_T .

Изоэнтропический (адиабатический) КПД турбины $\eta_{СТ}$ представляет собой отношение действительной работы, снимаемой с вала турбины $l_{техн.д.}$, к работе идеальной турбины с изоэнтропическим расширением $l_{техн.}$ при одинаковых перепадах давления в турбине $\Delta P = P_3^* - P_4^* = idem$:

$$\begin{aligned} \eta_{СТ} &= \frac{l_{техн.с}}{l_{техн.д.}} = \frac{i_3^* - i_{4_s}^*}{i_3^* - i_4^{*'}} = \frac{\bar{C}_p (T_3^* - T_{4_s}^*)}{\bar{C}_p' (T_3^* - T_4^{*'})} = \\ &= \frac{T_3^* - T_{4_s}^*}{T_3^* - T_4^{*'}} = \frac{1 - \frac{T_{4_s}^*}{T_3^*}}{1 - \frac{T_4^{*'}}{T_3^*}} = \frac{1 - \left(\frac{P_4^*}{P_3^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{P_4^*}{P_\Phi^*}\right)^{\frac{n-1}{n}}} \end{aligned} \quad (2.14)$$

Здесь средняя массовая теплоемкость \bar{C}_p' соответствует интервалу температур $T_3^* - T_4^{*'}$, а \bar{C}_p - интервалу $T_3^* - T_{4_s}^*$ ($\bar{C}_p \cong \bar{C}_p'$).

Эксергетический КПД турбины рассчитывается по формуле

$$\eta_{exT} = 1 - \frac{T_0 \Delta s_{необр}^*}{\Delta e_{3-4}^*}, \quad (2.15)$$

где T_0 – температура окружающей среды, $T_0 \Delta s_{необр}^* = \Delta e_{необр}$ – потеря эксергии в турбине.

Для адиабатного процесса (3 – 4) изменение эксергии равно

$$\Delta e_{3-4}^* = i_{4s}^* - i_3^*, \quad (2.16)$$

а в выражении (2.15) подставляется его значение по модулю.

Для политропного процесса 3 – 4 имеем

$$\Delta s_{необр}^* = \bar{c}_v \frac{n-k}{n-1} \ln \frac{T_4^{*'}}{T_3^*}. \quad (2.17)$$

Удельное значение диссипации энергии в турбине определяется как

$$\begin{aligned} \psi_T = l_{тр} = q_{тр}^i &= \int_3^{4'} T ds = C \left(T_4^{*'} - T_3^* \right) = \\ &= \bar{c}_v \frac{n-k}{n-1} \left(T_4^{*'} - T_3^* \right), \end{aligned} \quad (2.18)$$

а полная диссипация энергии по формуле

$$\dot{\Psi}_T = \dot{m}_T \psi_T. \quad (2.19)$$

Описание экспериментальной установки

В качестве исследуемой многокомпонентной газовой смеси выступают продукты сгорания авиационного керосина ТС-1. Регулирование их состава в экспериментах осуществляется за счет различного соотношения массовых расходов сжигаемого топлива \dot{m}_T и воздуха \dot{m}_B в камере сгорания. Состав топливоздушная смеси обычно характеризуют коэффициентом избытка воздуха α :

$$\alpha = \frac{\dot{m}_B}{L_0 \cdot \dot{m}_T}, \quad (2.20)$$

где $L_0, \frac{\text{кг возд.}}{\text{кг топл.}}$ – количество воздуха, теоретически

необходимого для сгорания 1 кг топлива. Сжигание керосина осуществляется в камере сгорания малоразмерного ТРД ТС-20, схема которого показана на рис. 2.2.

Последующее расширение газа в турбине и реактивном сопле с понижением температуры газа позволяет провести исследование зависимости удельной теплоемкости и показателя адиабаты продуктов сгорания различного состава от температуры: $C = f(T)$, $k = f(T)$.

При проведении эксперимента измеряются следующие параметры:

1. Давление P_0 в окружающей среде. Измеряется барометром в мм рт. ст.

2. Температура окружающей среды t_0 . Измеряется спиртовым термометром в градусах Цельсия.

3. Перепад давления ΔP_M в мерном участке входного устройства. Измеряется водяным пьезометром в мм вод. ст.

4. Полное давление P_2^* за компрессором. Измеряется избыточное давление с помощью образцового манометра (100 делений шкалы соответствуют избыточному давлению $P_{2\text{изб.}}^* = 2,5 \text{ кг/см}^2 = 245250 \text{ Па}$).

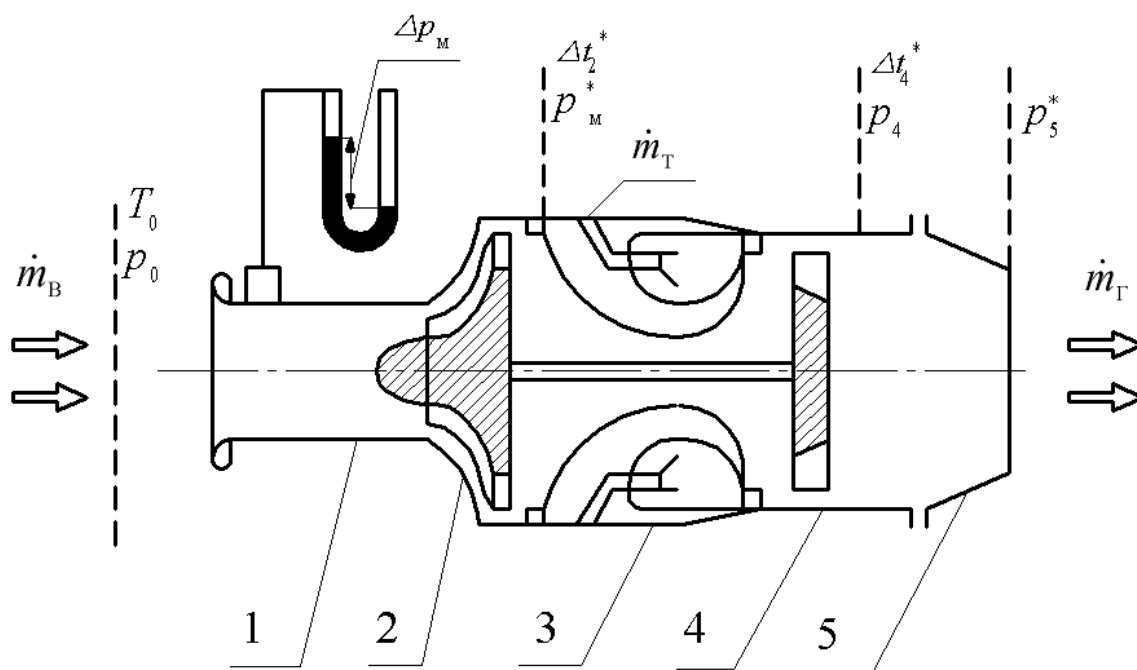


Рис. 2.2. Схема ТРД ТС – 20 с контрольными сечениями:
 1 – входное устройство с мерным участком; 2 – компрессор;
 3 – камера сгорания; 4 – турбина; 5 – реактивное сопло

5. Полная температура t_2^* за компрессором. Измеряется хромель-копелевой (ХК) термопарой с регистрацией величины термоэлектродвижущей силы милливольтметром, шкала которого проградуирована в градусах Цельсия ($\Delta t_2^* = t_2^* - t_{\text{х.сп.}}$).

6. Статическое давление P_4 за турбиной. Измеряется избыточное давление с помощью образцового манометра (100 делений шкалы соответствуют избыточному давлению $P_{4\text{изб.}} = 1,6 \text{ кг/см}^2 = 156960 \text{ Па}$).

7. Полная температура t_4^* за турбиной. Измеряется хромель-алюмелевой (ХА) термопарой с регистрацией величины термоэлектродвижущей силы милливольтметром, шкала которого проградуирована в градусах Цельсия ($\Delta t_4^* = t_4^* - t_{\text{х.сп.}}$).

8. Полное давление P_5^* на срезе сопла. Измеряется избыточное давление с помощью образцового манометра (100 делений шкалы соответствуют избыточному давлению $P_{5\text{изб.}}^* = 1,6 \text{ кг/см}^2 = 156960 \text{ Па}$).

9. Объемный расход топлива \dot{V}_T . Измеряется с помощью расходомера ТРД-4, установленного в системе топливопитания двигателя, и электронно-цифрового частотомера ЧЗ-24 (f_V).

10. Частота вращения ротора турбокомпрессора n . Измеряется с помощью тахометра ДТЭ-2 и частотомера ИЧ-6 (f_n).

При выполнении лабораторной работы проводятся 3 эксперимента при различных режимах работы двигателя.

Результаты экспериментов заносятся в таблицу экспериментальных данных (табл. 2.1).

Таблица 2.1

Режим	f_n	P_0	t_0	ΔP_M	P_2^*	Δt_2^*	P_4	Δt_4^*	P_5^*	f_V
	Гц	мм рт.ст.	°С	мм вод.ст.	делен.	°С	делен.	°С	делен.	Гц
1										
2										
3										

Обработка результатов эксперимента

1. Согласно разделу 3 п. 1–8 данные первичной обработки результатов эксперимента заносятся в табл. 2.1.

2. Полное давление газа перед турбиной

$$P_3^* = P_2^* \sigma_{к.с.}, \text{ [Па]}. \quad (2.21)$$

3. Полное давление газа за турбиной

$$P_4^* = \frac{P_5^*}{\sigma_{р.с.}}, \text{ [Па]}. \quad (2.22)$$

Значение коэффициента восстановления полного давления в реактивном сопле двигателя ТС-20 может быть принято равным $\sigma_{р.с.} = 0,95$.

4. Среднемассовая температура газа за турбиной может быть найдена из уравнения баланса мощностей компрессора и турбины

$$N_K = N_T \eta_{\text{мех}}, \quad (2.23)$$

здесь $\eta_{\text{мех}} \cong 0,99$ – механический КПД, учитывающий потери механической энергии на преодоление трения в подшипниках ротора турбокомпрессора, а также на привод топливного и масляного насосов.

$$N_K = \dot{m}_B \Delta i_K = \dot{m}_B \bar{C}_p (T_2^* - T_0)$$

$$N_T = \dot{m}_B \Delta i_T^* \cong \dot{m}_B (1 + q_T) \Delta i_T^* = \dot{m}_B (1 + q_T) \bar{C}_{p_r} (T_3^* - T_{4\text{ср/мас}}^*).$$

Отсюда

$$T_{4\text{ср/мас}}^* = T_3^* - \frac{\dot{m}_B \bar{C}_p (T_2^* - T_0)}{\dot{m}_B (1 + q_T) \eta_{\text{мех}} \bar{C}_{p_r}}.$$

С учетом того, что $(1 + q_T) \eta_{\text{мех}} \cong 1,0$ формула для определения $T_{4\text{ср/мас}}^*$ принимает вид

$$T_{4\text{ср/мас}}^* = T_3^* - \frac{\bar{C}_p (T_2^* - T_0)}{\bar{C}_{p_r}}, \text{ [K]}. \quad (2.24)$$

Здесь значения удельных теплоемкостей \bar{C}_p и \bar{C}_{p_r} могут быть приняты равными $\bar{C}_p = 1,005 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$, $\bar{C}_{p_r} = 1,18 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$.

5. Среднемассовая температура газа за турбиной при изэнтропическом расширении газа $T_{4_s}^*$ может быть найдена из уравнения адиабаты

$$T_{4_s}^* = T_3^* \left(\frac{P_4^*}{P_3^*} \right)^{\frac{k_r - 1}{k_r}} = T_3^* \left(\frac{P_4^*}{P_3^*} \right)^{0,25}, \text{ [K]}. \quad (2.25)$$

Здесь показатель адиабаты принимается равным $k_{\Gamma} = 1,33$.

Результаты обработки параметров двигателя ТС-20 заносятся в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Режим	n_f	\dot{m}_{Γ}	P_3^*	P_4^*	T_3^*	$T_{4\text{ ср/мас}}^{*}$	T_{4s}^*	$T_{4\text{ локальн.}}^*$
	об/мин	кг/с	Па	Па	К	К	К	К
1								
2								
3								

6. Удельная техническая работа в адиабатном процессе расширения $l_{\text{техн.с}}$ вычисляется по формуле (2.6) при

$$k = k_{\Gamma} = 1,33, \quad \frac{k-1}{k} R = \bar{C}_{p_{\Gamma}} = 1,18 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

7. Показатель политропы расширения газа в турбине

$$n = \frac{\ln\left(\frac{P_3^*}{P_4^*}\right)}{\ln\left(\frac{P_3^* T_{4\text{ ср/мас}}^{*}}{P_4^* T_3^*}\right)}$$

8. Действительная удельная техническая работа расширения газа в турбине $l_{\text{техн.д.}} = l_{\text{техн}}$ вычисляется по формуле (2.10) при

$$R = 0,289 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

9. Изэнтропический КПД турбины η_{sT} вычисляется по формуле (2.14).

10. Изменение удельной энтропии $\Delta s_{\text{необр}}$ в процессе расширения рассчитывается по формуле (2.14) при $k = 1,33$,

$$\bar{C}_v \cong 0,89 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

По результатам расчетов строится график зависимости мощности турбины от частоты вращения вала $N_T = f(n_f)$.

Графики зависимостей $C_p, C_v, k = f(T)$ представлены на рис. 2.3.

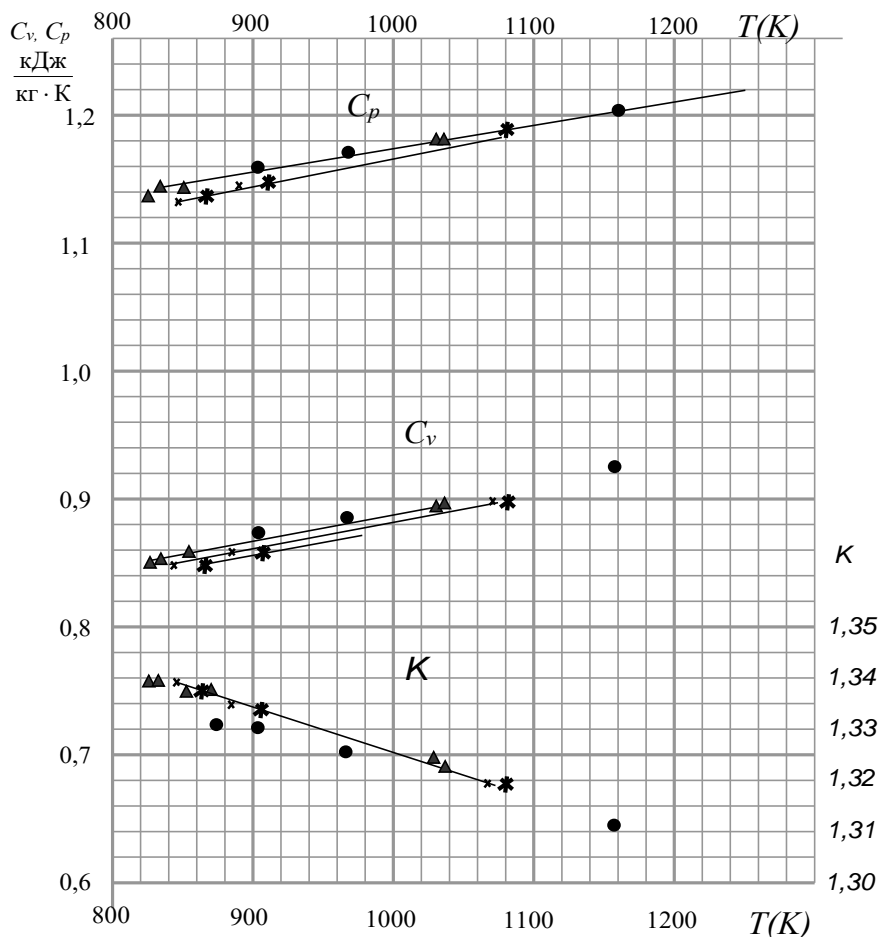


Рис. 2.3. Графики зависимостей $C_p, C_v, k = f(T)$

Контрольные вопросы

1. Что представляет собой газовая турбина?
2. Как в термодинамике принято называть адиабатный изоэнтропный процесс?
3. Что такое диссипация энергии? Чем она сопровождается?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3

ИССЛЕДОВАНИЕ АДИАБАТНОГО ПРОЦЕССА СЖАТИЯ ВОЗДУХА В ВЕНТИЛЯТОРЕ

Цель работы

Ознакомление с методом экспериментального исследования адиабатного процесса сжатия воздуха в вентиляторе и его анализа на основе основных теоретических положений технической термодинамики.

Основные теоретические положения об адиабатном процессе

Процесс изменения параметров системы без подвода к ней извне или отвода из нее теплоты называется адиабатным.

Адиабатный процесс сжатия или расширения газа является одним из важнейших в технической термодинамике. Действительно, в теоретических циклах тепловых двигателей адиабатными представляются процессы сжатия рабочего тела (топливовоздушной смеси, воздуха и др.) и процессы расширения образовавшихся продуктов сгорания. В теоретическом рассмотрении адиабатными являются сжатие воздуха в компрессорах (поршневых и лопаточных) и расширение сжатого воздуха в поршневом или лопаточном детандерах установок глубокого холода и т. д.

Основные соотношения, характеризующие связь между параметрами газа p, v, T, s в адиабатном процессе, легко вывести из уравнения состояния термодиформационной системы

$$\begin{aligned} T &= T(s, v), \\ p &= p(s, v), \end{aligned} \quad (3.1)$$

откуда следуют две функциональные зависимости

$$\begin{aligned} s &= s(T, v), \\ s &= s(T, p), \end{aligned} \quad (3.2)$$

Приращение функции s двух переменных таково:

$$ds = \left(\frac{\partial s}{\partial T} \right)_v dT + \left(\frac{\partial s}{\partial v} \right)_T dv, \quad (3.3)$$

или

$$ds = \left(\frac{\partial s}{\partial T} \right)_p dT + \left(\frac{\partial s}{\partial p} \right)_T dp.$$

Применяя аппарат дифференциальных соотношений термодинамики ко вторым слагаемым и элементарные подстановки к первым, преобразуем правую часть (3.3) следующим образом:

$$\begin{aligned} ds &= \frac{T}{T} \frac{\partial s_v}{\partial T_v} dT + \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v dv, \\ ds &= \frac{T}{T} \frac{\partial s_p}{\partial T_p} dT - \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p dp. \end{aligned} \quad (3.3')$$

Ясно, что

$$\frac{T \partial s_v}{\partial T_v} = c_v, \quad \frac{T \partial s_p}{\partial T_p} = c_p,$$

и тогда (3.3') принимает вид

$$\begin{aligned} ds &= c_v \frac{dT}{T} + \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v dv, \\ ds &= c_p \frac{dT}{T} - \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p dp. \end{aligned} \quad (3.3'')$$

Для частного случая идеального газа $pv = RT$, так что имеем

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v = \frac{p}{T} \quad \text{и} \quad \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = \frac{v}{T},$$

и (3.3'') упрощается:

$$\begin{aligned}
 ds &= c_v \frac{dT}{T} + R \frac{dv}{v}, \\
 ds &= c_p \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p}.
 \end{aligned}
 \tag{3.3'''}$$

При $c_v = \text{const}$ и $c_p = \text{const}$ интегрирование (3.3''') дает

$$\begin{aligned}
 s &= \ln(T^{c_v} v^R) + \text{const}, \\
 s &= \ln(T^{c_p} p^{-R}) + \text{const}.
 \end{aligned}
 \tag{3.3^{IV}}$$

Вводя показатель адиабаты $k = \frac{c_p}{c_v}$, можно еще раз преобразовать (3.3^{IV}) до вида

$$s = c_v \ln(Tv^{k-1}) + \text{const}, \tag{3.3^V}$$

$$s = c_p \ln(Tp^{\frac{1-k}{k}}) + \text{const},$$

откуда ясно, что адиабатный обратимый процесс $s = \text{const}$ описывается следующими связями между непосредственно измеряемыми параметрами p, v, T :

$$Tv^{k-1} = \text{const} \text{ и } Tp^{\frac{1-k}{k}} = \text{const}. \tag{3.4}$$

Снова привлекая для идеального газа связь $p v = RT$, легко получить из соотношений (3.4) уравнение Пуассона:

$$p v^k = \text{const}. \tag{3.5}$$

Работа, затрачиваемая (или получаемая) в адиабатном процессе 1-2 сжатия (или расширения) 1 кг газа, определяется как

$$l_{1-2} = \int_1^2 p dv. \quad (3.6)$$

Полагая известными параметры начального p_1, v_1, T_1 и конечного p_2, v_2, T_2 состояний для идеального газа, участвующего в адиабатном процессе, можно записать согласно (3.5)

$$p_1 v_1^k = p v^k \quad \text{или} \quad p_2 v_2^k = p v^k$$

и подставить в (3.6), например, $p = \frac{p_1 v_1^k}{v^k}$.

После интегрирования (3.6) получаем формулы для определения величины работы сжатия l_{1-2} [Дж/кг]:

$$l_{1-2} = \frac{p_1 v_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad (3.7)$$

$$l_{1-2} = \frac{R}{k-1} (T_1 - T_2). \quad (3.7')$$

Реальный адиабатный процесс 1-2' сжатия в поршневом или лопаточном компрессоре протекает с выделением теплоты трения, т.е. необратимо, с ростом энтропии s . Адиабатный необратимый процесс сжатия не может быть описан в рамках классической термодинамики.

В лабораторной работе подлежит определению работа $l_{сж}$, затрачиваемая в адиабатном процессе сжатия газа, который предполагается обратимым, по измеряемым p_1, p_2, T_1, T_2 и определяемому из справочника $k = \frac{c_p}{c_v}$. Отметим тут же, что расчет

величины $l_{сж}$ по формуле (3.7) или (3.7') в предположении, что протекает адиабатный обратимый (изоэнтропический) процесс сжатия $s = \text{const}$, является условным. О степени отклонения адиабатного процесса сжатия, предполагаемого обратимым, от

адиабатного необратимого можно косвенно судить, сопоставляя величины $l_{сж}$, рассчитанные согласно (3.7) и (3.7'): чем ближе протекание процесса сжатия газа к адиабатному обратимому, тем меньше различие между величинами $l_{сж}$, определяемыми согласно (3.7) и (3.7').

Описание экспериментальной установки

Схема установки приведена на рис. 3.1. Воздух вентилятором высокого давления ВВД-3 1 просасывается через коллектор 2, вход в который спрофилирован по дуге окружности по рекомендациям ЦАГИ, сжимается и выбрасывается в нагнетательную полость 3, на выходе из которой установлено гидравлическое сопротивление в виде перфорированного щитка. Величина повышения температуры воздуха $T_2 - T_1$ при сжатии регистрируется хромель-копелевой термопарой 4, показания которой фиксируются на потенциометре ПП-1 5. Разрежение H во всасывающем коллекторе измеряется наклонным микроманометром ММН-1 6. С помощью U-образной трубки 7 измеряется разность давлений в нагнетательной полости и во всасывающем коллекторе. Температура воздуха T_1 в помещении измеряется ртутным термометром, а атмосферное давление – барометром.

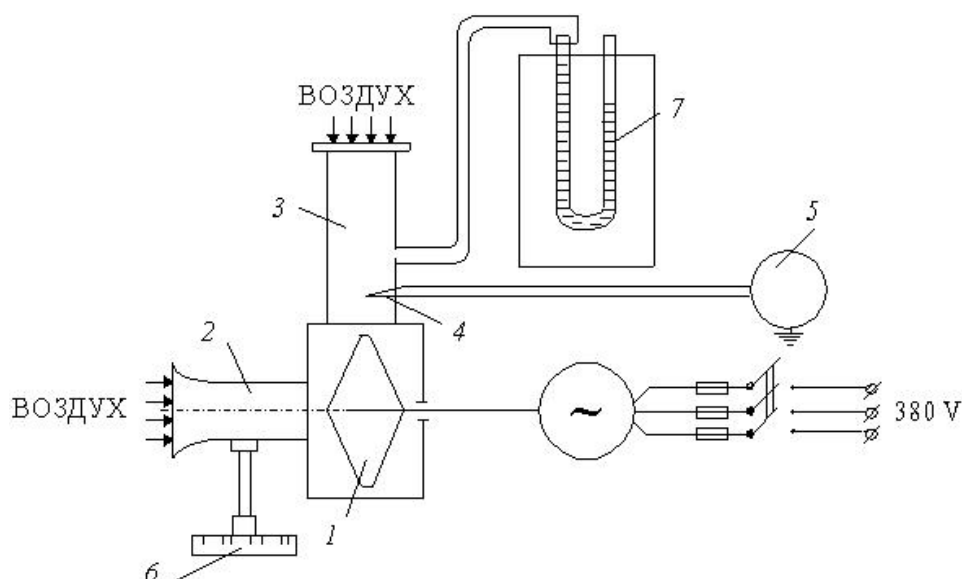


Рис. 3.1

Методика проведения эксперимента и обработки опытных данных

Перед пуском вентилятора проверяют горизонтальность положения микроманометра ММН-1 и устанавливают нуль отсчета величины разрежения. На потенциометре ПП-1 устанавливают нуль отсчета термоЭДС. После этого вентилятор ВВД-3 включают в сеть электрического тока и через 2–3 минуты производят запись следующих измеряемых величин:

- 1) температуры воздуха в помещении t_1 , °С;
- 2) барометрического давления B , мм рт. ст.;
- 3) разрежения в коллекторе H , мм вод. ст.;
- 4) разности давлений в нагнетательной и всасывающей полости, Δp , мм вод. ст.;
- 5) термоЭДС E , развиваемую термопарами, mV .

Повышение температуры воздуха в процессе адиабатного сжатия определяется по следующему соотношению, справедливому по шкале Цельсия для хромель-копелевых термопар:

$$\Delta T = T_2 - T_1 = 14,5E, \text{ К.}$$

Давление воздуха во всасывающем коллекторе p_1 , определяемое как

$$p_1 = B - H, \text{ Па,}$$

полагаем с большой степенью точности равным барометрическому

$$p_1 = B, \text{ Па,}$$

так как порядок величины разрежения в коллекторе равен

$$O(H) = 10^1, \text{ Па,}$$

а порядок величины барометрического давления составляет $O(B) = 10^5, \text{ Па.}$

По указанной же причине принимаем температуру T_1 воздуха в коллекторе равной комнатной температуре.

Давление воздуха в нагнетательной полости p_2 вычисляем по связи

$$p_2 = p_1 + \Delta p, \text{ Па.}$$

Удельный объем v_1 находим из уравнения начального состояния воздуха

$$p_1 v_1 = RT_1,$$

где $T_1 = t_1 + 273,16 \text{ К}$.

Показатель адиабаты $k = \frac{c_p}{c_v}$ вычисляется с помощью справочных данных табл. 3.1, а газовая постоянная R для воздуха – из соотношения

$$R = \frac{8314}{\mu_B}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}},$$

где $\mu_B = 28,98 \text{ кг/кмоль}$ – масса одного киломоля воздуха.

Таблица 3.1

Истинная теплоемкость воздуха

Температура, °С	Массовая изобарная теплоемкость, Дж/(кг·К)	Массовая изохорная теплоемкость, Дж/(кг·К)
t	c_p	c_v
0	1003,6	716,4
100	1006,1	719,3
200	1011,5	724,3

Работу процесса сжатия воздуха в вентиляторе, предполагаемого изобарическим $s = \text{const}$, находим по формуле (3.7')

$$l_{\text{сж}} = \frac{R}{k-1}(T_1 - T_2), \quad \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

и по формуле (3.7)

$$l_{\text{сж}} = \frac{p_1 v_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

По величине разрежения H определяем секундное количество (расход) сжимаемого воздуха m :

$$m = \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2H}{v_1}}, \quad \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

($d = 0,136$ м – диаметр коллектора).

При проведении расчетов необходимо предварительно перевести значения H и Δp из мм вод. ст. в Па по соотношению 1 мм вод. ст. = 9,81 Па, а величину барометрического давления B , измеренную в мм рт. ст., перевести в систему СИ следующим образом:

$$1 \text{ мм рт. ст.} = 138,6 \text{ Па.}$$

Мощность $N_{\text{сж}}$, необходимая для проведения процесса сжатия воздуха в вентиляторе ВВД-3, определяется как

$$N_{\text{сж}} = m l_{\text{сж}}, \text{ Вт.}$$

Отметим, что мощность $N_{\text{сж}}$ меньше мощности компрессора $N_{\text{техн}}$, связанной с совершением технической работы $l_{\text{техн}} = l_{\text{сж}}$, в которую помимо работы сжатия $l_{\text{сж}}$ входят еще работа всасывания воздуха и работа на его выталкивание в резервуар.

Величина мощности компрессора $N_{\text{техн}}$ определяется по формуле

$$N_{\text{техн}} = kN_{\text{сж}} = km l_{\text{сж}}.$$

Измерения производят один раз в связи с нерегулируемостью числа оборотов привода вентилятора.

Отчет по работе должен включать краткое изложение теории, схему установки, протокол испытания, расчет величин $l_{\text{сж}}$, $N_{\text{сж}}$, $l_{\text{техн}}$, и $N_{\text{техн}}$.

Протокол испытаний рекомендуется составить по следующей форме (табл. 3.2).

Таблица 3.2

Измеряемые и вычисляемые характеристики

Измеряемые величины					Вычисляемые величины				
$t, ^\circ\text{C}$	B , мм рт.ст.	E, mV	H , мм вод.ст.	Δp , мм вод.ст.	$l_{\text{сж}}$, Дж/кг	m , кг/с	$N_{\text{сж}}$, Вт	$l_{\text{техн}}$, Дж/кг	$N_{\text{техн}}$, Вт

Контрольные вопросы

1. Какой процесс называется адиабатным?
2. Какие процессы являются адиабатными в теоретическом рассмотрении?
3. По какой формуле определяется величина мощности компрессора $N_{\text{техн}}$?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4 ИССЛЕДОВАНИЕ АДИАБАТНОГО ПРОЦЕССА ДРОССЕЛИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Цель работы

Ознакомление с методом экспериментального определения величины интегрального дроссель-эффекта Джоуля-Томсона и проведение его сравнения со значением, рассчитанным по данным измерений с привлечением теоретического описания процесса.

Основные теоретические положения

Дросселированием называется термодинамический процесс прохождения потока газа (жидкости) через местное сопротивление в трубопроводе (проницаемые пористые перегородки, диафрагмы, не полностью открытые краны, шиберы) (рис. 4.1). При этом за местным сопротивлением падает давление.

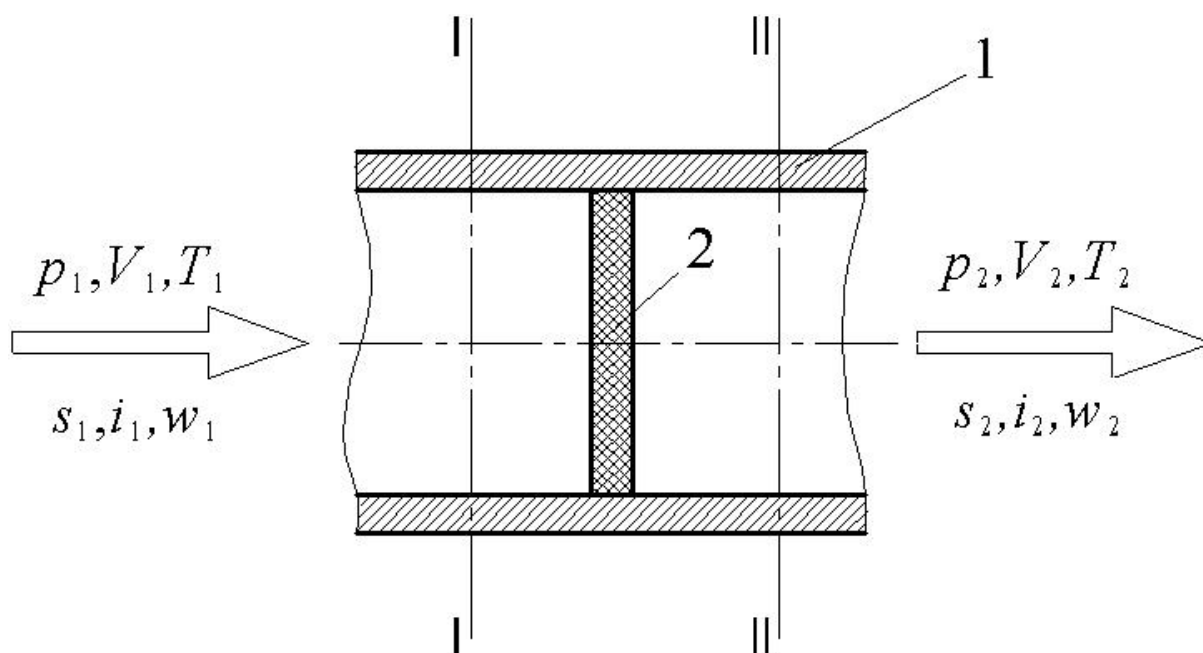


Рис. 4.1. Схема процесса дросселирования:
1 – трубопровод; 2 – проницаемая пористая перегородка

Если участок, на котором происходит дросселирование, адиабатно изолирован от окружающей среды и разностью кинетических энергий потока перед дросселем и за ним

пренебречь, то можно утверждать, что в результате процесса дросселирования энтальпия газа не изменяется:

$$i_1 = i_2.$$

В самом деле, когда адиабатный поток совершает работу против сил трения или на преодоление местного сопротивления (в итоге тоже против сил трения), то энтальпия этого потока сохраняется постоянной, потому что работа, совершаемая потоком за счет его внутренней энергии против сил трения, превращается в эквивалентное количество теплоты трения, которое «усваивается» потоком.

Отметим, что между сечениями I-I и II-II (см. рис. 4.1) состояние потока может изменяться любым образом и поэтому все вышеуказанное относится лишь к состояниям потока в сечениях, достаточно удаленных от входа и выхода дроссельного устройства (сопротивления).

Течение при дросселировании происходит только в сторону пониженного давления при некотором увеличении объема. Этот процесс является необратимым (нестатическим) и сопровождается увеличением энтропии, т. е. имеем

$$\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_i < 0 \text{ и } ds > 0.$$

Перейдем теперь к интересующему нас вопросу о том, как меняется температура газа в процессе адиабатного дросселирования. Математическое рассмотрение этого вопроса возможно, если весь процесс характеризовать условием $i = \text{const}$. Тогда все сводится к определению производной $(\partial T / \partial p)_i = \alpha_i$, называемой дифференциальным дроссель-эффектом Джоуля-Томсона.

Величина α_i экспериментально определяется как отношение весьма малых конечных разностей температур ΔT при такого же порядка разности давлений по обе стороны дросселя Δp , т. е.

$$\alpha_i = \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_i = \lim_{\Delta p \rightarrow 0} \frac{\Delta T}{\Delta p} \Big|_i.$$

В табл. 4.1 нами приведены величины дифференциального дросселированного эффекта для воздуха в зависимости от его состояния перед дросселем (p_1 и T_1), заимствованные из монографии.

Рассмотрение данных табл. 4.1 приводит к выводу о том, что величина α_i может иметь различный знак, либо быть равной нулю, т.е. температура газа за дросселем может уменьшаться ($\alpha_i > 0$), не изменяться ($\alpha_i = 0$) или возрасти ($\alpha_i < 0$).

Величина α_i может быть определена и аналитически для любого вещества следующим образом. Так как дифференциал энтальпии равен

$$di = Tds + vdp, \quad (4.1)$$

то энтальпию газа можно представить как

$$i = i(s, p) \quad (4.2)$$

Далее используем описание состояния термодинамической системы в виде

$$\begin{aligned} T &= f_1(s, v), \\ p &= f_2(s, v). \end{aligned} \quad (4.3)$$

и выразим из него энтропию:

$$s = f_3(T, p). \quad (4.4)$$

Подставляя (4.4) в правую часть (4.2), получим

$$i = i(T, p), \quad (4.5)$$

так что

$$di = \left(\frac{\partial i}{\partial T} \right)_p dT + \left(\frac{\partial i}{\partial p} \right)_T dp. \quad (4.6)$$

Таблица 4.1

Дифференциальный дроссельный эффект для воздуха, град/атм

Температура, °C	Давление, атм								
	1	20	40	60	80	100	140	180	220
-150	1,100	1,200	0,052	0,040	0,034	0,021	-0,000	0,022	-0,042
-140	0,936	0,967	0,540	0,106	0,067	0,050	0,017	-0,010	-0,028
-130	0,807	0,819	0,776	0,362	0,141	0,087	0,038	-0,008	-0,015
-120	0,710	0,700	0,680	0,527	0,300	0,170	0,069	0,028	-0,002
-110	0,637	0,627	0,598	0,541	0,367	0,242	0,108	0,052	0,014
-100	0,576	0,562	0,520	0,472	0,368	0,280	0,142	0,075	0,031
-75	0,462	0,442	0,417	0,378	0,335	0,288	0,192	0,116	0,069
-50	0,378	0,358	0,336	0,309	0,275	0,248	0,172	0,130	0,091
-25	0,317	0,297	0,276	0,255	0,232	0,211	0,164	0,125	0,093
0	0,266	0,249	-	0,2143	-	0,1782	0,130	0,113	0,0812
50	0,189	0,178	-	0,1527	-	0,1283	0,105	0,033	0,0627
100	0,133	0,124	-	0,1057	-	0,089	0,0723	0,058	0,0452
200	0,063	0,0564	-	0,045	-	0,035	0,0268	0,0185	0,0127
280	0,030	0,0246	-	0,0161	-	0,0078	0,001	-0,0054	-0,011

Ввиду того, что мы приняли для процесса дросселирования условие $i = \text{const}$ ($di = 0$), из (4.6) получаем искомый дифференциальный дроссель-эффект Джоуля-Томсона равным

$$\alpha_i = \left(\frac{\partial i}{\partial T} \right)_p = - \frac{\left(\frac{\partial i}{\partial p} \right)_T}{\left(\frac{\partial i}{\partial T} \right)_p}. \quad (4.7)$$

Для выражения α_i в измеряемых параметрах числитель (4.7) определим, используя (4.1):

$$\left(\frac{\partial i}{\partial p} \right)_T = T \left(\frac{\partial s}{\partial p} \right)_T + v. \quad (4.8)$$

Далее, с привлечением четвертого типа дифференциальных соотношений термодинамики

$$\left(\frac{\partial s}{\partial p} \right)_T = T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p$$

получаем

$$\left(\frac{\partial i}{\partial p} \right)_T = -T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p + v. \quad (4.8')$$

Производную $\left(\frac{\partial i}{\partial T} \right)_p$ в знаменателе (4.7) заменяем на равные ей табулированные значения изобарной теплоемкости c_p . В самом деле, наложив на уравнение (4.1) условие $p = \text{const}$, получим

$$di_p = (Tds)_p = c_p dT, \quad (4.1')$$

откуда следует

$$\left(\frac{\partial i}{\partial T}\right)_p = c_p. \quad (4.9)$$

В результате всех выкладок имеем

$$\alpha_i = \frac{T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p - v}{c_p}. \quad (4.10)$$

Таким образом, знак α_i определяется соотношением между величинами $T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p$ и v ($c_p > 0$) перед дросселем, которые наглядно представляются в координатах $T - v$ для газа (рис. 4.2).

В зависимости от состояния газа перед дросселем возникают различные соотношения между $T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p$ и v , так что возможны случаи с $\alpha_i > 0$, $\alpha_i = 0$ и $\alpha_i < 0$.

Для газа, подчиняющегося уравнению состояния Ван-дер-Ваальса

$$\left(p + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT, \quad (4.11)$$

на основании (4.11) имеем

$$\alpha_i = -\frac{v \frac{2a}{v} \left(1 - \frac{b}{v}\right) - \frac{RT}{v-b} b}{c_p \frac{2a}{v} \left(1 - \frac{b}{v}\right) - \frac{RT}{v-b} v}, \quad (4.12)$$

где a, b, R – известные постоянные для данного газа, (например, для воздуха $a = 162$ Па; $b = 0,00126$ м³/кг; $R = 287$ Дж/(кг·К)). Смена знака α_i для Ван-дер-Ваальсовского газа происходит при

температуре перед дросселем $T_{\text{инв}} = 27T_{\text{кр}}(1-3\varphi)^2/4$
 ($T_{\text{инв}}$ – температура инверсии).

Формулу (4.12) можно привести к виду

$$\alpha_i = \frac{1}{8} \frac{k-1}{k} \beta \frac{T_{\text{кр}}}{P_{\text{кр}}}, \quad (4.12')$$

где

$$\beta = \frac{\theta - \frac{3}{4} \left(3 - \frac{1}{\varphi}\right)^2}{\theta - \frac{1}{4\varphi} \left(3 - \frac{1}{\varphi}\right)^2}, \quad \varphi = \frac{v}{v_{\text{кр}}}, \quad \theta = \frac{T}{T_{\text{кр}}}.$$

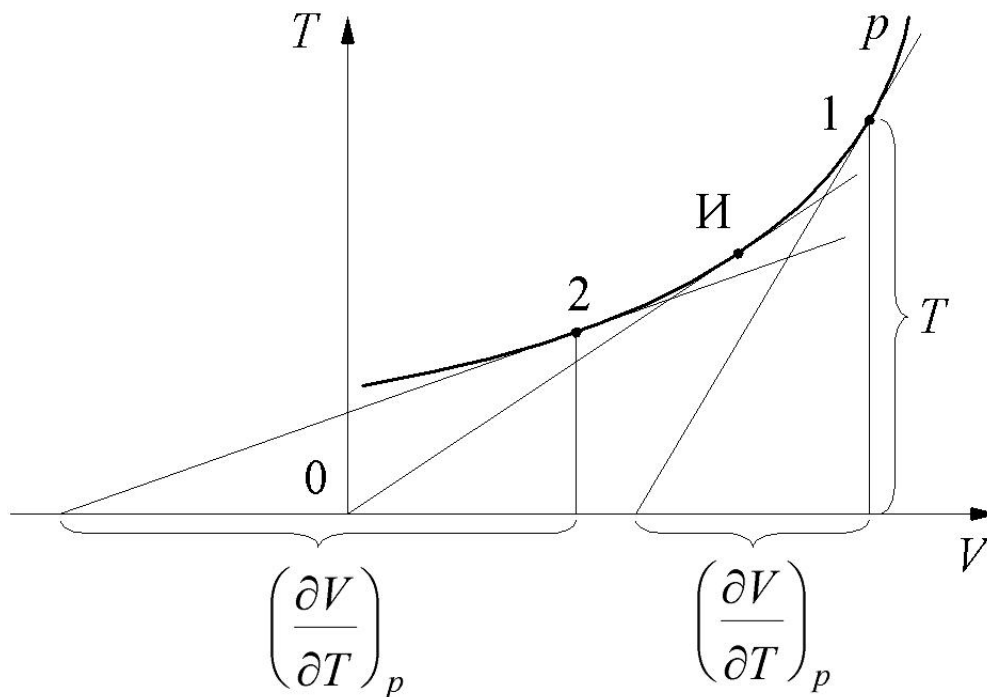


Рис. 4.2. T – V диаграмма для однофазной среды

Величины $T_{\text{кр}}$, $v_{\text{кр}}$ и $p_{\text{кр}}$ являются критическими значениями соответствующих параметров газа.

Пример использования соотношения (4.12) для воздуха

Определить дифференциальный дроссель-эффект Джоуля-Томсона для воздуха при начальном давлении $p_1 = 6$ атм и температуре $t_1 = 8^\circ\text{C}$, если для него известно, что $p_{\text{кр}} = 38,4$ атм и $T_{\text{кр}} = 132,55$ К. Приведенные параметры воздуха перед дросселем таковы:

$$\pi = \frac{p_1}{p_{\text{кр}}} = \frac{6}{38,4}, \quad \theta = \frac{T_1}{T_{\text{кр}}} = \frac{281,15}{132,55} = 2,12.$$

Величина φ определится тогда из уравнения приведенных состояний

$$\left(\pi + \frac{3}{\varphi^2} \right) (3\varphi - 1) = 8\theta$$

следующим образом: пренебрегаем величиной $3/\varphi^2$ и имеем $3\varphi - 1 = 8\theta/\pi$, откуда $\varphi = (8 \cdot 2,12 / 0,1562 + 1) / 3 = 36,53$. Принимая $k = 1,4$, вычислим для рассматриваемого случая величину α_i :

$$\alpha_i = -\frac{1}{8} \cdot \frac{0,4}{1,4} \frac{2,12 - \frac{3}{4} \left(3 - \frac{1}{36,53} \right)^2}{2,12 - \frac{1}{4 \cdot 36,53} \left(3 - \frac{1}{36,53} \right)^2} \cdot \frac{132,55}{38,4} = 0,252 \frac{\text{К}}{\text{атм}}.$$

Легко показать, что для идеального газа ($pv = RT$) величина $\alpha_i = 0$. Конечное изменение температуры газа при дросселировании называется интегральным дроссель-эффектом, который определяется из соотношения

$$\Delta T = \int_{p_1}^{p_2} \alpha_i dp = \int_{p_1}^{p_2} \frac{T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v}{c_p} dp \quad (4.13)$$

или, используя (4.12'), имеем

$$\Delta T = \int_{p_1}^{p_2} \alpha_i dp = \frac{1}{8} \cdot \frac{k-1}{k} \cdot \frac{T_{кр}}{p_{кр}} \int_{p_1}^{p_2} \beta dp.$$

На рис. 4.3 приведены значения интегрального дроссельного эффекта для воздуха при известных начальных температуре и давлении при расширении до атмосферного давления $p_2 = 1$ атм.

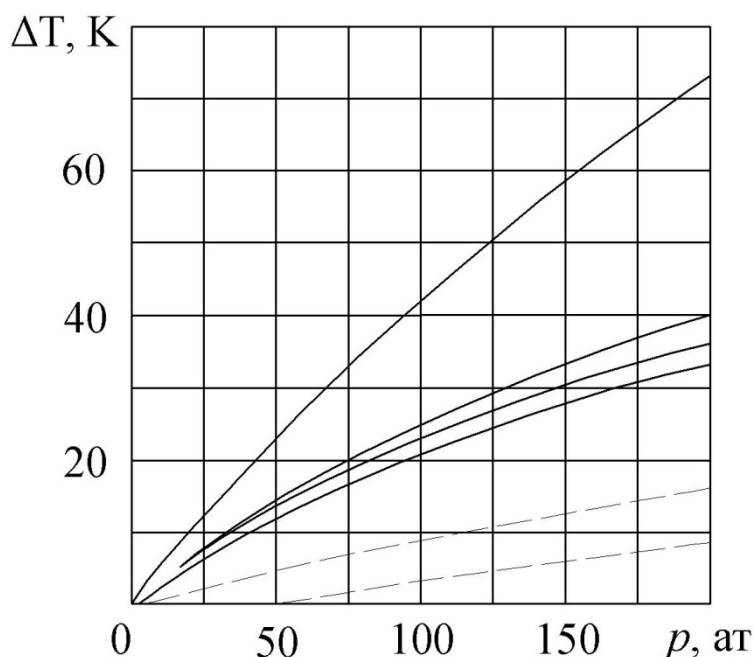


Рис. 4.3. Значения интегрального дроссельного эффекта для воздуха

Описание экспериментальной установки

Схема установки приведена на рис. 4.4. Воздух из баллона 1 проходит сначала через редуктор 2 и затем через дроссельный вентиль 3 выходит в атмосферу. Величина давления воздуха перед дросселем устанавливается с помощью редуктора. Давление воздуха перед дросселем и за ним измеряются соответственно манометрами 4 и 5. Интегральный дроссель-эффект измеряется с использованием показаний хромель-копелевых термопар 6 и 7, присоединенных через переключатель 8 к потенциометру 9.

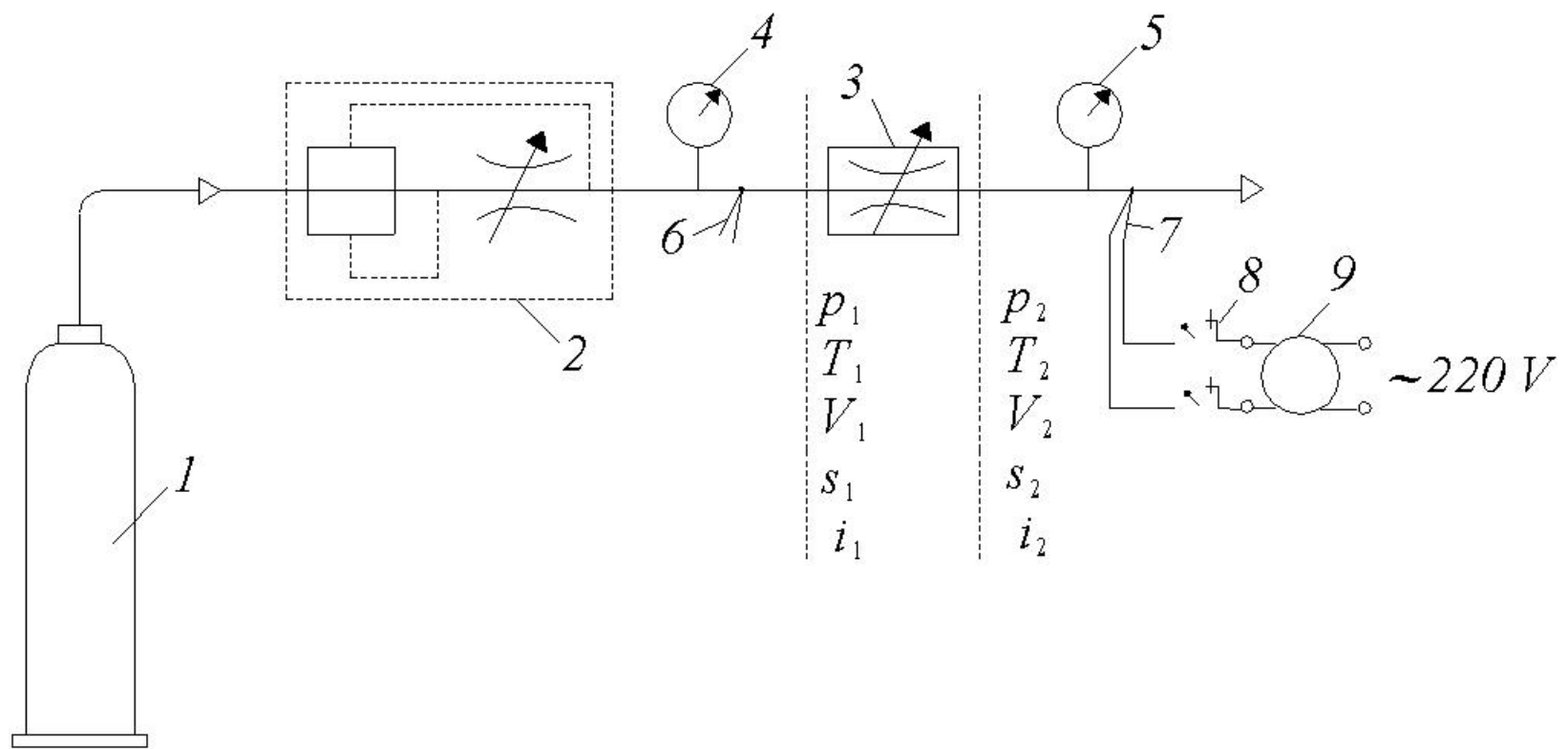


Рис. 4.4. Схема установки по исследованию процесса дросселирования воздуха

Методика проведения эксперимента и обработки опытных данных

Перед пуском воздуха из баллона устанавливают давление воздуха перед дроссельным вентиляем. После этого при движении воздуха производят запись следующих измеряемых величин:

- 1) температуры воздуха в помещении t_1 , °С;
- 2) барометрического давления B , мм рт. ст.;
- 3) давления перед дросселем p_1 , ат;
- 4) давления за дросселем p_2 , ат;
- 5) термоЭДС E_1 и E_2 , развиваемых термопарами, mV .

Величина интегрального дроссель-эффекта определяется по следующему соотношению, справедливому в шкале Цельсия для хромель-копелевых термопар:

$$\Delta T = T_2 - T_1 = 14,5 \Delta E, \text{К}.$$

Затем по соотношению (4.12') с использованием измеренных параметров вычисляем величину дифференциального дроссель-эффекта α_i (как это показано в примере его расчета) и приближенное значение интегрального дроссель-эффекта как

$$\Delta T_{\text{расч}} \cong \alpha_i \Delta p,$$

где Δp – перепад давления на дроссельном устройстве.

Замеры производятся несколько раз изменением давления p_1 перед дроссельным устройством.

Отчет по работе должен включать краткое изложение теории, схему установки, протокол испытаний, расчет величин α_i и $\Delta T_{\text{расч}}$.

Протокол испытаний рекомендуется составить по следующей форме (табл. 4.2).

Таблица 4.2

Измеряемые величины						Вычисляемые величины		
$t_1, ^\circ\text{C}$	$B, \text{мм}$ рт.ст	$p_1,$ ат	$p_2,$ ат	$E_1,$ mV	$E_2,$ mV	$\Delta T_{э},$ К	$\alpha_j,$ К/атм	$\Delta T_{\text{расч}},$ К

Контрольные вопросы

1. Что такое дросселирование?
2. Изменяется ли энтальпия, если участок, на котором происходит дросселирование, адиабатно изолирован от окружающей среды и разностью кинетических энергий потока перед дросселем и за ним можно пренебречь?
3. Как называется конечное изменение температуры газа при дросселировании? Каким соотношением определяется?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5 УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ АВТОНОМНОЙ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Цель работы

Ознакомление со схемой, устройством и техническими характеристиками лабораторной модели автономной системы отопления. Ознакомление с оборудованием, запорной и регулирующей арматурой, средствами измерений и возможных вариантов конфигураций отопительных систем.

Основные теоретические положения

Для обеспечения стандартных условий комфорта в отапливаемых помещениях в соответствии с требованиями норм и их функциональным назначением, необходимо иметь достаточно ясные представления как о традиционных методах и средствах достижения комфортных состояний, так и тенденциях их совершенствования и развития.

Инженерная задача создания комфортных условий в обогреваемых помещениях может быть сформирована как требование достижения теплового баланса между источниками поступления тепла в помещении (отопительные приборы, оборудование, солнечная радиация) и потерь тепла через ограждающие конструкции, с инфильтрацией воздуха через оконные проемы и с вентиляционным воздухом.

Под комфортными условиями подразумеваются такие значения параметров внутренней среды обитаемого помещения (в первую очередь температуры) при которых внутренние системы регуляции организма испытывают минимальные напряжения. Инженерная система, обеспечивающая поступление тепла в обогреваемое помещение, сбалансированное с потерями его в окружающую среду при комфортных значениях внутренних температур, называется системой отопления.

В систему отопления входят отопительные приборы с соединительными трубопроводами и запорно-регулирующей арматурой, образующими по способу соединения определенную

стандартную конфигурацию. Любая конфигурация образуется одним из возможных взаимных способов соединения отопительных приборов. При параллельном подключении отопительных приборов система отопления называется двухтрубной, при последовательном подключении – одноконтурной.

Условия работы отопительных приборов при разных схемах подключения будут неодинаковыми, и это обстоятельство учитывается при проектировании системы отопления, а в последующем при монтаже и наладке. Основным элементом системы отопления является отопительный прибор (конвектор, радиатор и др.).

Существует номенклатура отопительных приборов, включающая множество различных по конструктивному исполнению, дизайну, удельными и номинальными техническими характеристиками приборов. Это обстоятельство важно в том отношении, что в процессе проектирования и в дальнейшем процессе наладки отопительной системы номенклатурный перечень отопительных приборов облегчает и обеспечивает принятие грамотного решения, в котором отопительный прибор является замыкающим элементом.

Описание экспериментальной установки

Для изучения устройства, режимов работы и теплофизических процессов в системах отопления, предлагается экспериментальная установка, включающая в себя все основные элементы стандартной автономной системы отопления.

В составе опытной установки основными элементами являются: теплогенератор 1 с устройством регулирования температуры, расширительный бак 2, устройства, обеспечивающие безопасность 3, 4, 5, два отопительных прибора 12, автоматический регулятор температуры 6 теплоносителя на входе в систему отопления, циркуляционный насос 22. Отопительные приборы и элементы оборудования соединены трубопроводами и запорно-регулирующей арматурой в схему, позволяющую гибко видоизменять конфигурацию системы в зависимости от постановки задачи лабораторного эксперимента.

На рис. 5.1 представлена общая принципиальная схема опытной установки.

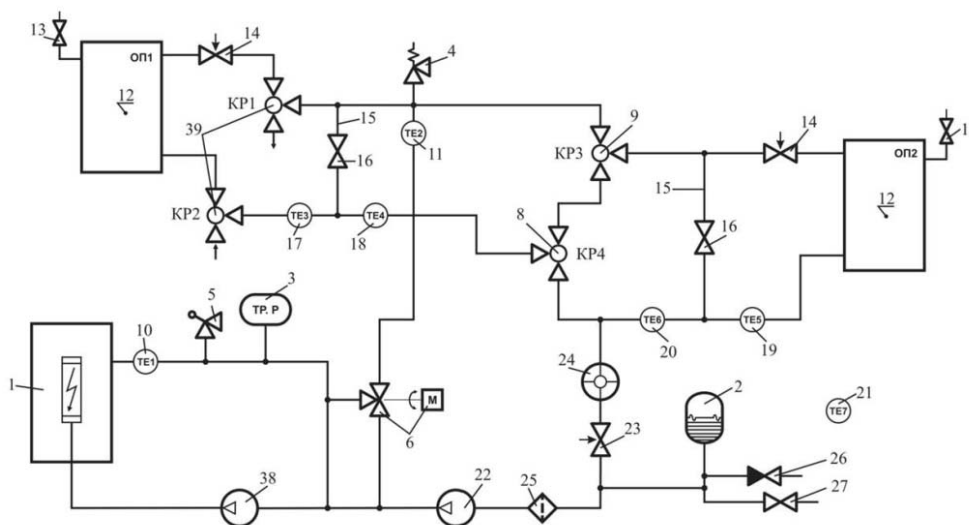


Рис. 5.1. Гидравлическая схема автономной системы отопления

Основными характеристиками любой системы отопления являются номинальная тепловая мощность и температурный график. Рабочее давление, конструктивные особенности, типы используемых отопительных приборов, рабочий объем системы отопления, схема подключения являются производными параметрами. В зависимости от этих характеристик формируются требования к отдельным элементам системы. Так, необходимый объем расширительного бака определяется в основном рабочим объемом системы отопления.

Необходимая производительность циркуляционного насоса определяется номинальной мощностью системы отопления, температурным графиком системы или отдельного контура и удельной теплоемкостью теплоносителя.

Методика проведения эксперимента и обработки опытных данных

1. Включите стенд без включения теплогенератора (автоматы 1, 3, 4).
2. Включите ПЭВМ и запустите управляющую программу.
3. Установите кран КР3 в положение 2, и кран КР4 в положение 2.

4. В результате будет подключен отопительный прибор № 1.
5. Закройте отключающие краны перемычек 16.
6. Установите регуляторы 14 на отопительных приборах и регулятор общего расхода 23 на полное открытие (против часовой стрелки до упора).
7. Переключатель скорости на циркуляционном насосе 22 установите в положение 1.
8. Определите расход теплоносителя по приращению показаний счетчика расходомера 24 за 5 минут и рассчитайте секундный расход.
9. Запишите секундный расход теплоносителя с экрана монитора и сравните результаты.
10. Проведите эти измерения для остальных значений скорости вращения циркуляционного насоса.
11. Сравните полученные значения расхода с расчетными для различных температурных графиков и сделайте выводы о достаточности или недостаточности производительности конкретного циркуляционного насоса для системы отопления оговоренной выше.

Контрольные вопросы

1. Дайте определение понятию «комфорт».
2. В чем различие между автономной системой отопления и системой центрального отопления?
3. Какие разновидности отопительных приборов получили наибольшее распространение в системах водяного отопления?
4. Как соединяются отопительные приборы: в прямоточной однотрубной системе; в двухтрубной системе; в однотрубной системе с замыкающими участками?
5. Способы организации нескольких контуров с различными температурными графиками в автономных системах с одним теплогенератором?
6. В чем назначение циркуляционного насоса?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 6

ПОДГОТОВКА К РАБОТЕ, ЗАПОЛНЕНИЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ, ЗАПУСК В РАБОТУ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО КОНТУРА И СИСТЕМЫ ИЗМЕРЕНИЙ

Цель работы

Приобретение знаний и умений по подготовке к работе и обслуживанию автономной системы отопления. Ознакомление с режимными условиями функционирования стенда и отдельных его узлов во взаимодействии друг с другом, подготовке и приведению стенда и средств измерения в рабочее состояние.

Описание экспериментальной установки

Назначение отопительной установки – обогрев помещений, т. е. создание и поддержание условий комфорта в холодный период года. Санитарные нормы предписывают осуществлять переключения отопительной системы с летнего периода на зимний при переходе температуры наружного воздуха через значение $t_n = +8 \text{ }^\circ\text{C}$.

Подготовка системы отопления к работе должна включать ряд профилактических и при необходимости ремонтных мероприятий для обеспечения надежной ее работы в отопительный период. Одним из обязательных мероприятий при подготовке системы является проверка ее на плотность. Проверка на плотность осуществляется посредством гидроопрессовки системы.

Гидроопрессовка производится после заполнения системы теплоносителем, если перед этим было произведено ее опорожнение. При централизованном теплоснабжении заполнение производится деаэрированной водой из обратной магистрали. При индивидуальном теплогенераторе система может быть заполнена от источника недеаэрированной воды.

Современные автономные системы отопления как правило не соединены с атмосферой и работают при повышенном давлении. В процессе эксплуатации системы изменяется температура теплоносителя и, следовательно, его объем. Для обеспечения

нормальных условий работы в автономных системах используются расширительный бак с газовой подушкой. Он способен принимать в себя расширившийся теплоноситель, поддерживая примерно постоянным давление в системе.

При заполнении контура теплоносителем вначале вытесняется весь воздух из системы. Дальнейшее поступление теплоносителя приведет к перемещению мембраны и уменьшению объема воздушной подушки, что в свою очередь приведет к повышению давления в воздушной подушке и системе. Начальное давление в воздушной подушке должно быть ниже рабочего давления в системе отопления. В рабочем состоянии расширительный бак должен быть частично заполнен теплоносителем (в пределах 0,2–0,7 от объема).

Заполнение должно производиться через низшую точку гидравлического контура. Перед заполнением следует открыть воздушные выпускные краны. При нормальном режиме заполнения весь воздух из системы должен быть полностью вытеснен. Процесс заполнения считается законченным, когда через воздушные выпускные краны начинает вытекать вода без воздушных пузырьков, после чего воздушные выпускные краны перекрываются.

После заполнения гидравлического контура водой в системе должно быть создано избыточное давление за счет подачи теплоносителя в расширительный бак и сжатия воздушной подушки бака. Постоянство давления в контуре является достаточным признаком плотности гидравлического контура системы отопления.

После заполнения отопительной системы теплоносителем необходимо произвести контрольные открытия и закрытия запорно-регулирующей арматуры и убедиться по контрольному манометру в плотности гидравлического контура (проверка предохранительного клапана).

Методика проведения эксперимента и обработки опытных данных

1. Подготовьте к работе и обслуживанию автономную систему отопления.
2. Заполните систему теплоносителем.
3. Холодные испытания системы.
4. Испытания системы при включенном теплогенераторе.
5. Залейте 15–20 литров теплоносителя в сосуд для его хранения и установите сосуд на полу рядом со стендом.
6. Убедитесь в наличии и надежном креплении заземляющего проводника на корпусе насоса заправки.
7. Опустите насос на специальном подвесе в сосуд с теплоносителем. Корпус насоса не должен касаться дна сосуда.
8. Наденьте заправочный шланг на штуцер заправочного крана (26) и затяните его прилагающимся хомутом.
9. Включите сетевую вилку насоса в одиночную розетку на задней стенке панели стенда.
10. Убедитесь в том, что шланг предохранительного клапана введен в сосуд для сбора воды, и сосуд пуст.
11. Вставьте сливной шланг в сосуд для хранения теплоносителя, и убедитесь в том, что кран для слива теплоносителя закрыт.
12. Убедитесь в том, что все выключатели на пульте управления находятся в выключенном (нижнем) положении.
13. Включите сетевую вилку стенда в розетку с защитным проводником. Розетка должна быть рассчитана на ток.
14. Включите устройство защитного отключения УЗО (автомат 1) и нажмите кнопку «Тест». Если УЗО исправно, то оно должно отключить стенд от сети. Снова включите УЗО.
15. Заполните систему теплоносителем:
 - 15.1. Отверните на пару оборотов заглушку паровоздушного клапана.
 - 15.2. Отверткой под прямой шлиц («плоской» отверткой) отверните на пол оборота краны Маевского 13 на обоих отопительных приборах.
 - 15.3. Установите КРА в положение 1 и КРЗ в положение 2, что соответствует последовательному подключению отопительных приборов.

15.4. Наблюдая за давлением в системе по манометру 3, включите насос заправки 28 автоматом 5 (нумерация слева направо на пульте управления – см п. 4).

15.5. Вначале подъема давления выключите насос заправки 28.

15.6. Автоматом 3 (нумерация слева направо на пульте управления – см п. 4) включите циркуляционный насос 22, чтобы перегнать пузырьки воздуха в верхние точки системы.

15.7. По мере вытеснения воздуха из системы снова включите насос заправки: до появления брызг теплоносителя из кранов Маевского.

15.8. Закройте краны Маевского на отопительных приборах.

15.9. Включите насос заправки и поднимите давление в системе до 0,08 МПа (0,8 атм).

15.10. Поочередно приоткрывая краны Маевского на отопительных приборах сливайте в любой удобный сосуд теплоноситель до появления устойчивой струйки теплоносителя.

15.11. Включите насос заправки и поднимите рабочее давление до срабатывания предохранительного клапана, но не более чем до 0,2 МПа (2.0 атм).

15.12. Предохранительный клапан должен сработать при давлении 0,15 МПа.

15.13. Убедившись в исправности предохранительного клапана установите рабочее давление в пределах от 0,08 до 0,14 МПа, для этого приоткрыв немного сливной кран 27, слейте избыток теплоносителя в сосуд.

15.14. Приоткрыв сливной кран 27 слейте в мерный сосуд теплоноситель из расширительного бака (давление в системе должно уменьшиться до нуля).

15.15. Оцените степень заполнения расширительного бака теплоносителем в рабочем состоянии.

15.16. Снова включите насос заправки и установите рабочее давление в системе.

15.17. Отключите из розетки вилку заправочного насоса.

16. Холодные испытания системы заканчиваются включением циркуляционного насоса. Следует убедиться, что изменение положения регулятора общего расхода теплоносителя

в контуре отопительных приборов 23, вызывает изменения показаний расходомера.

17. После завершения подготовительных мероприятий на холодном стенде можно включить остальное оборудование.

18. Управление регулятором теплогенератора и смесительным регулятором контура отопительных приборов производится из управляющей программы в ручном или автоматическом режимах. Для входа в программу необходимо включить ПЭВМ и запустить программу «АСО», ярлык которой находится на «Рабочем столе».

В автоматическом режиме регуляторы теплогенератора и контура отопительных приборов поддерживают заданную из программы температуру теплоносителя в своем контуре. При работе в ручном режиме включение/выключение нагрева теплоносителя включается из программы вручную.

В случае если температура теплоносителя превысит значение, установленное позиционным регулятором теплогенератора, нагрев отключится независимо от режима работы теплогенератора. Для подробного ознакомления с управляющей программой смотрите документ «Работа с программой АСО».

Первые отключения нагревательного элемента теплогенератора свидетельствует о достижении заданной температуры теплоносителя в контуре теплогенератора. Значение температуры теплоносителя в контуре теплогенератора контролируется по показаниям манометрического термометра.

Стенд готов к проведению лабораторных опытов. Записать переходной процесс разгона теплогенератора.

Контрольные вопросы

1. В чем различие между понятиями «прочность» и «плотность» гидравлического контура системы отопления?

2. Какую функцию в системе отопления выполняет расширительная емкость?

3. Как могут повлиять на работу отопительной системы воздушные пробки в гидравлическом контуре?

4. Как удалить воздух из контура отопительной системы?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 7

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ НОМИНАЛЬНОЙ МОЩНОСТИ ОТОПИТЕЛЬНОГО ПРИБОРА И ЕГО УДЕЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

Цель работы

Ознакомление обучающегося с методами выполнения теплотехнического эксперимента. Ознакомление и приобретение навыков теплотехнических измерений, составление уравнений баланса по результатам измерений.

Описание экспериментальной установки

Схема экспериментальной установки представлена на рис. 7.1.

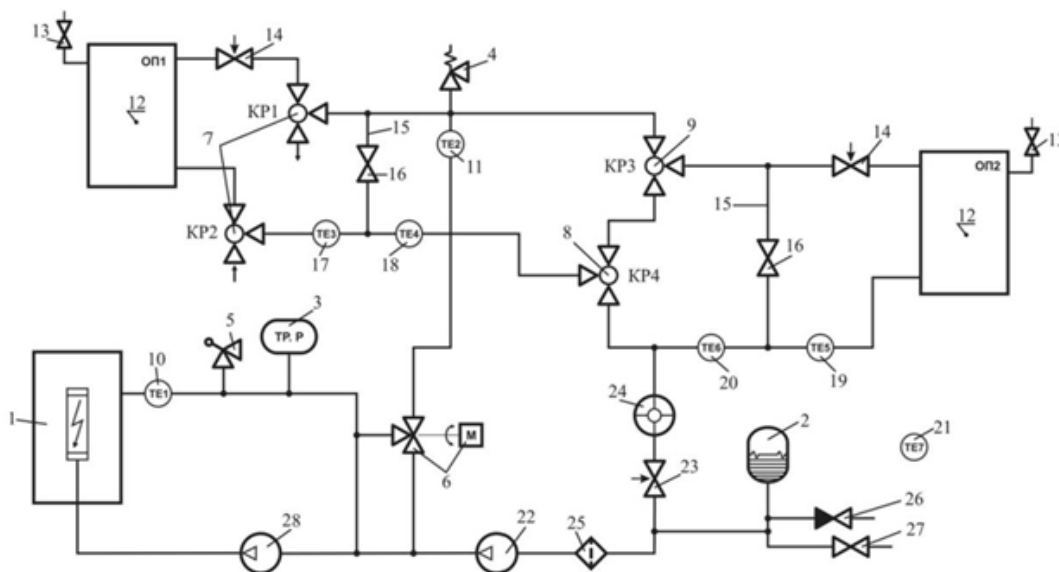


Рис. 7.1. Экспериментальная установка

На рис. 7.1 цифрами отмечены:

- 1 – теплогенератор с устройством регулирования температуры;
- 2 – расширительный бак;

3 – манометрический термометр и манометр для измерения температуры теплоносителя на выходе теплогенератора и давления и системе;

4 – предохранительный клапан на 1,5 атм для аварийного сброса давления из системы;

5 – автоматический паровоздушный клапан поплавкового типа для удаления воздуха из системы;

6 – автоматический регулятор температуры теплоносителя на входе отопительных приборов смесительного типа с электроприводом;

7 – КР1, КР2 трехходовые переключающие краны для включения в систему отопительного прибора ОП1 или внешнего отопительного прибора;

8 – трехходовой переключающий кран КР4, устанавливающий отопительный прибор ОП1 (или внешний ОП) в схему последовательную (положение 1) или одиночного (положение 2) подключения;

9 – трехходовой переключающий кран КР3, устанавливающий отопительный прибор ОП2 в схему последовательного (положение 2) или одиночного (положение 1) подключения;

10 – датчик температуры ТЕ1 теплоносителя на выходе теплогенератора;

11 – датчик температуры ТЕ2 теплоносителя входе отопительного прибора ОП1;

12 – отопительные приборы ОП1 и ОП2;

13 – краны Маевского для удаления воздуха из отопительных приборов;

14 – регуляторы расхода отопительных приборов ОП1 и ОП2;

15 – шунтирующие перемычки отопительных приборов ОП1 и ОП2;

16 – отключающие краны перемычек отопительных приборов ОП1 и ОП2;

17 – датчик температуры ТЕ3 теплоносителя на выходе отопительного прибора ОП1 или внешнего отопительного прибора;

18 – датчик температуры ТЕ4 смеси рабочего и шунтирующего потоков теплоносителя на выходе отопительного прибора ОП1 или ОП внеш.;

19 – датчик температуры ТЕ5 теплоносителя на выходе отопительного прибора ОП2;

20 – датчик температуры ТЕ6 смеси рабочего и шунтирующего потоков теплоносителя на выходе отопительного прибора ОП2;

21 – датчик температуры ТЕ7 окружающего воздуха;

22 – циркуляционный насос контура отопительных приборов;

23 – регулятор общего расхода теплоносителя в контуре отопительных приборов;

24 – счетчик расходомер общего расхода теплоносителя в контуре отопительных приборов;

25 – фильтр;

26 – узел заполнения системы (обратный клапан);

27 – сливной кран со шлангом;

28 – циркуляционный насос контура теплогенератора.

Исходная для проведения опытов конфигурация схемы задается положением трехходовых кранов КР4 и КР3. Кран КР4 и кран КР3 необходимо установить в положение 2. При этих положениях кранов к контуру отопительных приборов подключен один отопительный прибор ОП1.

Порядок выполнения

Определение номинальной мощности отопительного прибора в установившемся режиме основано на уравнении теплового баланса. Тепловая мощность отопительного прибора приравнивается тепловой мощности, отдаваемой потоком теплоносителя.

$$Q_{\text{ПР}} = G_{\text{ПР}} C_p (t_{\text{ВХ}} - t_{\text{ВЫХ}}), \quad (7.1)$$

где $Q_{\text{ПР}}$ – тепловая мощность прибора [Вт];

$G_{\text{ПР}}$ – расход теплоносителя [г/с];

C_p – теплоемкость теплоносителя [Дж/г·°С], для воды $C_p \approx 4,1868$ [Дж/г °С];

$t_{ВХ}$ – температура воды на входе в отопительный прибор;

$t_{ВЫХ}$ – температура воды на выходе из отопительного прибора.

Масштаб величин режимных параметров устанавливается по расчетной разности температур ($t_{ВХ} - t_{ВЫХ}$). Температура на входе в систему при этом лимитируется типом применяемых отопительных приборов. Для чугунных или алюминиевых радиаторов ее значение не должно быть выше 95 °С, для конвекторов 105 °С. Прибор при этих условиях работает в расчетном режиме и на выходе температура теплоносителя будет равна 70 °С.

Расход теплоносителя в зависимости от номинальной мощности отопительного прибора можно оценить по соотношению (7.1):

$$G_{НОМ} = \frac{Q}{C_p (t_{ВХ} - t_{ВЫХ})} \quad (7.2)$$

Тогда для радиаторов

$$G_{НОМ} = \frac{Q}{4,1868 \cdot (95 - 70)}, \quad (7.3)$$

для конвекторов

$$G_{НОМ} = \frac{Q}{4,1868 \cdot (105 - 70)}. \quad (7.4)$$

Для значений мощности из номенклатурного ряда отопительных приборов в таком случае можно указать значения номинальных расходов теплоносителя. Реальные значения расхода теплоносителя в опытах следует назначать в интервале $(0,3 \div 1,2)G_{НОМ}$. Оценочные значения расхода теплоносителя представлены в табл. 7.1.

Таблица 7.1

Оценочные значения расхода теплоносителя

Q , Вт	2000	1500	1000	700	400	Примечание
$G_{НОМ}$, г/с	~19,10	14,30	9,55	6,70	3,81	Радиатор
$G_{НОМ}$, г/с	13,60	10,2	6,83	4,76	2,74	Конвектор

Измерения параметров выполняются в условиях стационарного режима. Стационарный режим фиксируется по постоянству значений величин расхода и температур. Достижение стационарного режима происходит при установлении равенства мощностей теплогенератора и отопительного прибора. Потому опыты следует проводить, начиная с небольших температур на входе в систему. Температура на входе в систему формируется автоматическим регулятором температуры в соответствии с заданным по программе эксперимента значением $t_{Зад}$.

Начальную температуру серии экспериментов следует установить на 20–25 °С выше внутренней температуры в помещении. Шаг изменения температуры в опытах рекомендуется принять в интервале 15–20 °С.

Серия опытов заканчивается при достижении температуры на входе в отопительный прибор равной номинальному значению для данного вида отопительных приборов. Для выявления зависимости мощности от расхода теплоносителя в каждой серии следует варьировать расход теплоносителя на двух-трех уровнях.

Результаты измерений занести в табл. 7.2.

Таблица 7.2

№	$G_{ПР}$, г/с	$t_{1ВХ} - t_{1ВЫХ}$, °С	Q_1 , Вт	$t_{2ВХ} - t_{2ВЫХ}$, °С	Q_2 , Вт	$t_{3ВХ} - t_{3ВЫХ}$, °С	Q_3 , Вт
1	0,3						
2	0,7						
3	1,0						

Проанализируйте результаты зависимости мощности от расхода и температурного режима.

Контрольные вопросы

1. Чем определяется тепловая мощность отопительного прибора?
2. Можно ли утверждать, что увеличение расхода теплоносителя всегда приводит к увеличению тепловой мощности отопительного прибора?
3. Какие способы регулирования мощности существуют в отопительных системах?