

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Промышленная теплоэнергетика и экология»

А. В. Овсянник, М. Н. Новиков, Е. Н. Волкова

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ

**по одноименному курсу для студентов
специальностей 1-43 01 05 «Промышленная
теплоэнергетика» и 1-43 01 07 «Техническая
эксплуатация энергооборудования организаций»
дневной и заочной форм обучения**

Электронный аналог печатного издания

Гомель 2011

УДК 621.1.016.7(075.8)
ББК 31.31я73
О-34

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом
энергетического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 8 от 28.06.2011 г.)*

Рецензент: канд. физ.-мат. наук, доц. каф. «Высшая математика» ГГТУ им. П. О. Сухого
С. Л. Авакян

- Овсянник, А. В.**
О-34 Техническая термодинамика : лаборатор. практикум по одноим. курсу для студентов специальностей 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» и 1-43 01 07 «Техническая эксплуатация энергооборудования организаций» днев. и заоч. форм обучения / А. В. Овсянник, М. Н. Новиков, Е. Н. Волкова. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2011. – 68 с. – Систем. требования: РС не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://lib.gstu.local>. – Загл. с титул. экрана.
ISBN 978-985-535-033-1.

Содержит лабораторные работы, охватывающие следующие разделы технической термодинамики: процессы идеальных газов; парообразование и кипение воды; реальные газы и пары; влажный воздух; процессы истечения и дросселирования, циклы двигателей внутреннего сгорания, газотурбинных и холодильных установок.

Для студентов технических специальностей дневной и заочной форм обучения.

УДК 621.1.016.7(075.8)
ББК 31.31я73

ISBN 978-985-535-033-1

© Овсянник А. В., Новиков М. Н.,
Волкова Е. Н., 2011
© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2011

Лабораторная работа № 1

Методы измерения давления и температуры

Цель работы: изучить методы измерения; ознакомиться с приборами для измерения температуры и давления; произвести измерения температуры и давления; рассчитать давление в различных единицах измерения.

Теоретическая часть

Измерением называется определение значения физической величины опытным путем с помощью специальных технических средств.

Измерения физических величин делятся на промышленные (технические) и лабораторные.

Промышленные измерения имеют сравнительно невысокую точность, достаточную для практических целей, и производятся приборами, устройство которых отвечает их назначению и условиям работы.

Лабораторные измерения отличаются высокой точностью благодаря применению более совершенных методов и приборов и учету возможных погрешностей. Этот вид измерений производится при выполнении научно-исследовательских, наладочных и поверочных работ.

Для определения значений измеряемой величины служат прямые и косвенные измерения.

Прямые измерения заключаются в непосредственном сравнении измеряемой величины с единицей измерения при помощи меры или измерительного прибора со шкалой, выраженной в этих единицах. Так, например, к прямым относятся измерения длины метром, давления – манометром, температуры – термометром и т. д. Благодаря наглядности и простоте прямые измерения получили в технике большое распространение.

Косвенные измерения предусматривают определение искомой величины не непосредственно, а путем прямого измерения одной или нескольких других величин, с которыми она связана функциональной зависимостью. Примером косвенного измерения служит определение расхода вещества по перепаду давления в сужающем устройстве, количества воды в баке по уровню в указательном стекле.

Методом измерений называется совокупность приемов использования принципов и средств измерений. Существует ряд методов измерений, из которых наиболее распространенными являются: метод непосредственной оценки, метод сравнения с мерой и нулевой метод.

Метод непосредственной оценки предусматривает определение искомой величины по отсчетному устройству измерительного прибора, например, по положению указательной стрелки манометра относительно его шкалы.

Метод сравнения с мерой состоит в том, что измеряемая величина сравнивается со значением, воспроизводимым мерой для данной величины, например, при измерении длины калиброванным метром.

Нулевой метод является разновидностью метода сравнения с мерой. Здесь результирующее воздействие двух величин (измеряемой и воспроизводимой мерой), направленных навстречу друг другу, доводится до нуля. Примером может служить измерение массы вещества на рычажных весах с уравниванием ее калиброванными грузами.

Температурой называют физическую величину, характеризующую степень нагретости тела. Измерить температуру можно только косвенным путем, основываясь на зависимости от температуры таких физических термометрических свойств тел, которые поддаются непосредственному измерению (длина, объем, плотность и т. д.). Средство измерений температуры называют *термометром*.

Классификация средств измерений температуры в зависимости от используемого термометрического свойства тел и диапазона измерений:

- *Термометры расширения* основаны на свойстве тел изменять под действием температуры свой объем (–190–650).

- *Манометрические термометры* работают по принципу изменения давления жидкости, газа или пара с жидкостью в замкнутом объеме при нагревании или охлаждении этих веществ (–150–600).

- *Термометры сопротивления* основаны на свойстве металлических проводников изменять в зависимости от нагрева их электрическое сопротивление (–260–1100).

- *Термоэлектрические термометры* построены на свойстве разнородных металлов и сплавов образовывать в паре (спае) термоэлектродвижущую силу, зависящую от температуры спае (–200–2500).

- *Пирометры* работают по принципу измерения излучаемой нагретыми телами энергии, зависящей от температуры этих тел (300–6000).

Давлением жидкости, газа или пара называют силу, действующую равномерно на площадь, а единицей давления – единицу силы, действующую равномерно на единицу площади.

Приборы, измеряющие давление и разрежение подразделяются на следующие основные группы:

- манометры, измеряющие избыточное давление (газа, пара, жидкости) более атмосферного;
- вакуумметры, измеряющие давление менее атмосферного;
- мановакуумметры, измеряющие давление менее атмосферного и избыточное;
- тягомеры, напоромеры и тягонапоромеры, измеряющие небольшие разрежения и давления;
- дифференциальные манометры, измеряющие перепад или разность давлений.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с приборами для измерения температуры и давления в лаборатории.
 2. Измерить температуру и давление. Рассчитать давления в различных единицах измерения: атм, Па, м вод. ст. – абсолютные, избыточные.
- Данные измерений и расчетов представить в виде табл. 1.1.

Таблица 1.1

Результаты измерений и расчетов

Номер измерения	Тип прибора	Показания прибора	Давление абсолютное			Давление избыточное		
			атм	Па	м вод. ст.	атм	Па	м вод. ст.
1								
2								
3								

Контрольные вопросы

1. Что называется измерением?
2. На какие виды подразделяются измерения?
3. Классификация приборов для измерения температуры.
4. Классификация приборов для измерения давления.
5. Соотношения между единицами системы СИ и производными единицами.

Лабораторная работа № 2

Определение изобарной теплоемкости газов

Цель работы: усвоить методы экспериментального определения и практического использования теплоемкости газов на примере воздуха или азота, гелия либо другого инертного газа.

Теоретическая часть

В теплотехнике при расчете теплоты в процессе изменения состояния тела необходимо знать его теплоемкость.

Теплоемкость численно равна теплоте, которую необходимо сообщить телу, чтобы в данном процессе при данных параметрах изменить его температуру на 1 К.

В практике расчетов, в частности для газов, используют удельные значения теплоемкости. Различают, в зависимости от количественной единицы, к которой ее относят, массовую c (кДж/(кг · К)), объемную c' (кДж/(м³ · К)) и молярную c_m (кДж/(моль · К)) удельные теплоемкости.

Таким образом, удельная теплоемкость тела зависит от количественной единицы, к которой ее относят, от природы тела, характера процесса изменения состояния и параметров состояния тела. Значит, для газа теплоемкость может рассматриваться в данном процессе как функция температуры и давления.

Теплоемкость идеальных газов не зависит от давления: для многих реальных газов вдали от линии насыщения она также считается только функцией температуры. Это относится к азоту, кислороду, воздуху и прочим газам при условиях, близких к нормальным.

Под истинной теплоемкостью понимают ее значение, соответствующее определенной температуре. Истинная удельная массовая теплоемкость – это отношение удельной теплоты при бесконечно малом ее изменении dq к изменению температуры dT :

$$c = \frac{dq}{dT}. \quad (2.1)$$

В конечном процессе отношение теплоты q к изменению температуры $\Delta T = T_2 - T_1$ называют средней массовой теплоемкостью c в рассматриваемом интервале $T_1 - T_2$.

Каждый газ, как это следует из математического выражения первого закона термодинамики, в зависимости от характера процесса

имеет бесчисленное количество числовых значений теплоемкости. При термодинамическом анализе и в теплотехнических расчетах особое место занимают теплоемкости c_v и c_p в процессах при постоянном объеме и при постоянном давлении. Для идеальных газов их значений достаточно для определения внутренней энергии и энтальпии.

Универсальные соотношения, устанавливающие связь c_v и c_p между собой и с основными параметрами состояния, можно получить с помощью дифференциальных уравнений термодинамики, построенных на базе первого и второго Законов термодинамики. Для каждого конкретного газа должна быть также известна форма уравнения состояния $F(p, v, T) = 0$.

Например, для идеального газа связь c_v и c_p на основе универсальных соотношений и уравнения Клапейрона–Менделеева устанавливается в форме закона Майера:

$$c_p - c_v = R, \quad (2.2)$$

где R – газовая постоянная данного газа, $R = \frac{R\mu}{\mu}$, где $R\mu = 8314$ Дж/(моль · К); μ – масса моля газа, кг/моль.

Значения c_v и c_p для идеальных газов предсказываются молекулярно-кинетической теорией. Более точно они определяются с помощью спектроскопических методов, основанных на применении квантовой физики.

Теплоемкость наиболее важных газов определяется экспериментально. Среднюю изобарную теплоемкость c_p почти всегда определяют методом проточного калориметрирования. Через проточный калориметр пропускают газ, который нагревается расположенным внутри электронагревателем. В стационарном режиме измеряют подведенную к газу от нагревателя теплоту, температуры газа на входе и выходе калориметра и расход газа.

Теплоемкость рассчитывают на основании уравнения первого Закона термодинамики для потока, записанного для входного и выходного сечений калориметра:

$$q = q_{эл} + q_{т.п} = h_2 - h_1 + \frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} + l_t + q(x_2 - x_1). \quad (2.3)$$

Здесь удельная теплота, отнесенная к 1 кг газа: q – подведенная к газу в калориметре; $q_{\text{эл}}$ – подведенная к газу от нагревания; $q_{\text{т.п}}$ – тепловые потери калориметра в окружающую среду.

Разность скоростей w_1 и w_2 высот x_1 и x_2 мала, техническая работа не совершается, тепловые потери в калориметре самоулавливаются, для адиабатного калориметра $q_{\text{т.п}} = 0$.

В общем случае энтальпия газа зависит от температуры и давления:

$$dh = c_p dT - \left[T \left(\frac{dv}{dT} \right)_p - v \right] dp. \quad (2.4)$$

На лабораторных стендах определяется теплоемкость воздуха, гелия, аргона, азота и других газов, которые при атмосферном давлении и температуре, близкой к комнатной, по своим свойствам близки к идеальным газам. Уравнение (2.4) после вычисления частной производной с помощью уравнения состояния идеального газа для теплоемкости средней в конечном интервале изменения температуры, запишется в виде:

$$h_2 - h_1 = c_p (T_2 - T_1). \quad (2.5)$$

Тогда, подставляя (2.5) в (2.3), с учетом предыдущего получим:

$$q = q_{\text{эл}} = h_2 - h_1 = c_p (T_2 - T_1). \quad (2.6)$$

Если $q_{\text{эл}}$ связано с электрической мощностью нагревателя $W_{\text{эл}}$ и массовым расходом газа через калориметр, то

$$q_{\text{эл}} = \frac{W_{\text{эл}}}{m}. \quad (2.7)$$

Объединяя (2.6) и (2.7), получим формулу для определения средней изобарной теплоемкости в проточном адиабатном калориметре:

$$\bar{c}_p = \frac{W_{\text{эл}}}{m \Delta T}. \quad (2.8)$$

Схема и описание лабораторной установки

Основная часть установки, изображенной на рис. 2.1, – проточный электрокалориметр 5, представляющий собой многоходовой стеклянный теплообменник. На оси размещен калориметрический нагреватель 6 из нихромовой спирали сопротивлением около 90 Ом.

Поток газа из внешних каналов подходит к нагревателю, обеспечивая тем самым самоулавливание тепловых потерь из центральной нагретой зоны подходящим холодным газом.

Температура газа на входе и выходе из калориметра измеряется хромель-алюмелевыми термопарами. Термопары подключены к многоканальному цифровому прибору для измерения температуры 10 типа А-565. Температуры t_1 и t_2 соответственно на входе и выходе в градусах Цельсия индицируются на табло прибора при нажатии клавиши соответствующего канала.

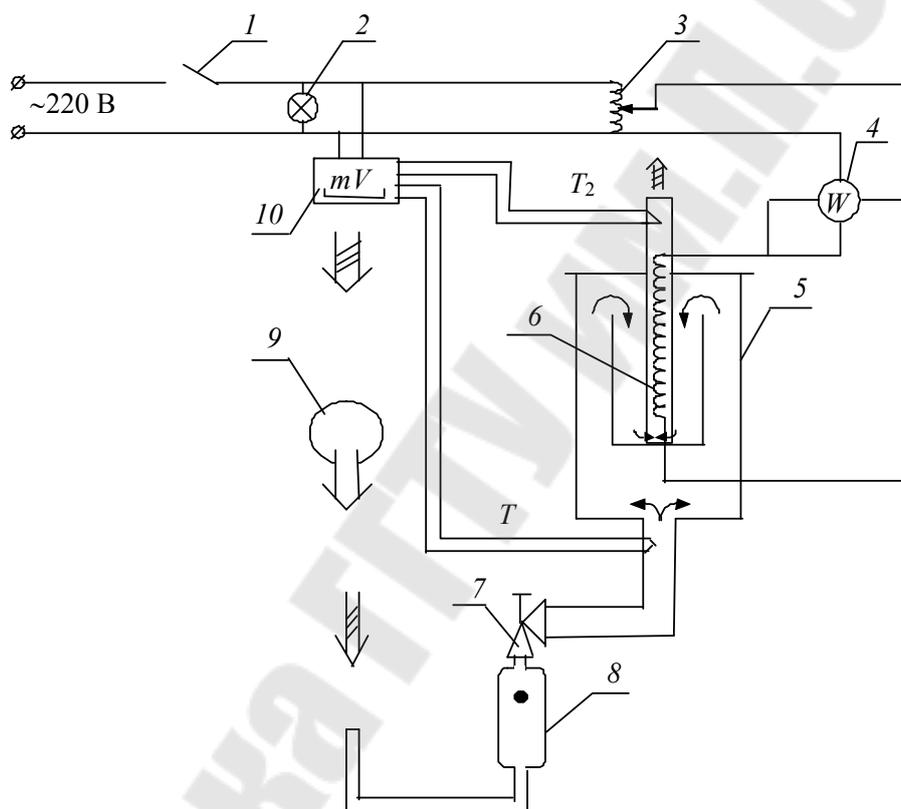


Рис. 2.1. Схема установки:

- 1 – выключатель; 2 – лампа; 3 – автотрансформатор; 4 – ваттметр;
 5 – проточный электрокалориметр; 6 – нагреватель; 7 – вентиль;
 8 – ротаметр; 9 – компрессор; 10 – многоканальный цифровой прибор для измерения температуры

Таблица 2.1

**Определение расхода ротаметром РМ-06 № 3812.
 Температура среды 20 °С, давление 760 мм рт. ст.**

Деления шкалы	0	10	20	40	60	80	100
Расход воздуха, м ³ /ч	0,046	0,065	0,087	0,128	0,170	0,214	0,260

Воздух в калориметре подается компрессором УК-25-16М (позиция 9). Расход газа регулируется с помощью игольчатого вентиля 7. Объемный расход измеряется по показаниям ротаметра 8 и его градуировочному графику для воздуха (рис. 2.2).

Электрическая мощность нагревателя 6 регулируется лабораторным автотрансформатором 3 и измеряется ваттметром Д 5086 (позиция 4).

Давление газа в калориметре определяется по показанию барометра БАММ-1 в помещении лаборатории.

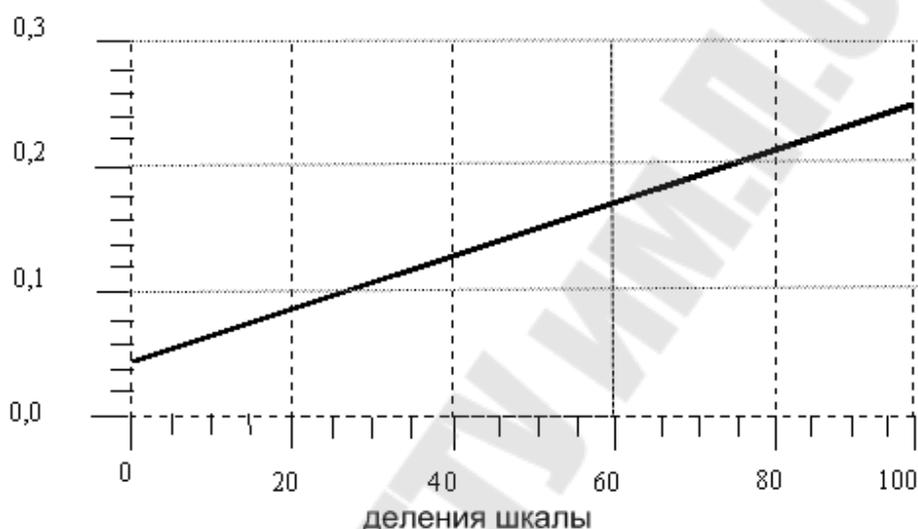


Рис. 2.2. Градуировочный график ротаметра для воздуха

Порядок выполнения работы

К работе на установке допускаются лица, изучившие инструкцию и получившие инструктаж по технике безопасности.

1. Выключателем 1 подать напряжение на лабораторный стол. При этом должна загореться лампочка 2.

2. Вентилем 7 ротаметра 8 установить и поддерживать требуемый расход газа. Значение расхода считывают на шкале ротаметра по верхней точке шарика-поплавка и определяют по градуировочному графику (рис. 2.2).

3. Вращением рукоятки автотрансформатора установить требуемое значение мощности на нагревателе 6. Значение мощности контролируют по ваттметру Д 5086 (позиция 4).

4. Выход установки на стационарный режим определить по температуре t_2 газа после калориметра, для чего значение t_2 с интерва-

лом в 3 мин зафиксировать и занести в отдельную таблицу. Когда значение t_2 установится, определить показания ваттметра, ротаметра, барометра, температуры t_1 и t_2 по прибору А-565 и занести их в журнал наблюдений. Для контроля за стабильностью параметров и определения случайной погрешности в данной последовательности провести измерения несколько раз.

5. После согласования с преподавателем полученных результатов калориметрические опыты провести 2–3 раза при других режимах; рекомендуемые значения расхода 50; 70; 90 делений по шкале ротаметра, мощности – 1,5; 2,5; 3,0 Вт. Температура на выходе из калориметра при этом не должна превышать 60 °С, что обеспечивает для данной конструкции калориметра достаточно эффективную реализацию самоулавливания тепловых потерь.

6. После окончания опытов установить ручку автотрансформатора в нулевое положение, выключить выключатель 1, затем через минуту закрыть вентиль 7.

Сотрудник лаборатории отключает компрессор 9.

Обработка результатов измерений

1. По измеренным значениям объемного расхода в делениях шкалы ротаметра необходимо определить по градуировочному графику ротаметра (рис. 2.2) значения объемного расхода воздуха V , м³/час. Эти значения V соответствуют параметрам $p = 760$ мм рт. ст. и $t = 20$ °С, при которых проводилась градуировка ротаметра (табл. 2.1).

2. Результаты измерений мощности $W_{\text{эл}}$, температур t_1 , t_2 и объемного расхода V в каждом опыте усреднить и занести в табл. 2.2.

3. Определить параметры газа на входе в калориметр:

$$T_1 = t_1 + 273,15, \text{ К}; \quad p_1 = p_{\delta}.$$

4. Действительный расход воздуха через ротаметр

$$V_q = v \sqrt{\frac{p_r \cdot T_0}{p_1 \cdot T_1}} \frac{1}{3600}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (2.9)$$

5. Рассчитать удельный объем воздуха $v_{\text{в}}$ на входе в калориметр по формуле

$$v_{\text{в}} = \frac{RT_1}{p_{\delta}}, \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (2.10)$$

6. Определить массовый расход газа через калориметр из соотношения

$$m = \frac{V_q}{v_B}, \text{ кг/с.} \quad (2.11)$$

7. Рассчитать среднюю массовую изобарную теплоемкость газа, соответствующую температуре $T = 0,5(t_1 + t_2) + 273,15$, К, по формуле

$$\bar{c}_p = \frac{W_{\text{эл}}}{m \Delta T}, \quad (2.12)$$

где $W_{\text{эл}}$ – электрическая мощность нагревателя, Вт; $\Delta T = T_2 - T_1$ – перепад температур на выходе и входе калориметра, К.

8. Далее полученные результаты по \bar{c}_p для каждого опыта можно сравнить с табличными c_p^T , взятыми из литературы при той же температуре \bar{T} или в том же интервале $T_1 - T_2$.

9. Результаты измерений свести в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Результаты измерений

Номер опыта	Расход воздуха $V, \text{ м}^3$	Температура, °С		Мощность нагревателя $W_{\text{эл}}, \text{ Вт}$	Массовый расход $m, \text{ кг/с}$	$c_p, \frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}$
		t_1 на входе	t_2 на выходе			
1						
2						
3						

Контрольные вопросы

1. Понятие теплоемкость и ее зависимость от количественной единицы, к которой ее относят.
2. Какие факторы влияют на величину теплоемкости?
3. Понятие истинной и средней теплоемкости.
4. Физическая сущность изохорной и изобарной теплоемкостей и уравнение Майера, связывающее их.
5. Уравнение первого закона термодинамики для потока, для входного и выходного сечений калориметра.
6. Как определяется средняя изобарная теплоемкость в проточном адиабатном калориметре?

Лабораторная работа № 3

Исследование кривой упругости водяного пара при малых давлениях

Цель работы: экспериментальное установление зависимости абсолютного давления насыщенного водяного пара p_n от его температуры T_n в процессе парообразования; ознакомление с методом определения теплоты парообразования водяного пара r на основании экспериментально полученной упругости $p_n = f(T_n)$.

Теоретическая часть

Водяной пар получается в результате процесса парообразования, т. е. фазового перехода вещества из жидкого состояния в газообразное.

Переход вещества с заданным давлением p_n из жидкой фазы в газообразную происходит, как известно, при определенной температуре T_n , называемой температурой насыщения, и осуществляется за счет подвода теплоты парообразования r . Очевидно, что каждое равновесное состояние фаз «жидкость-пар» изобразится точкой фазовой pT -диаграммы, а кривая, соединяющая такие точки, представляет зависимость $p_n = f(T_n)$ и называется *кривой фазового равновесия*.

Фазовая диаграмма водяного пара приведена на рис. 3.1. На ней изображена соответствующая кривая фазового равновесия – так называемая *кривая упругости*.

Точки, лежащие на кривой фазового равновесия, соответствуют двухфазной системе «жидкость-пар». Точки, лежащие на pT -диаграмме по обе стороны от кривой упругости, соответствуют однородным состояниям вещества, т. е. отдельным фазам.

Кривая фазового равновесия, как видно из рис. 3.1, начинается в «тройной точке», где достигается равновесное состояние трех фаз – жидкость, твердое тело, пар, и заканчивается в критической точке K , для которой плотность жидкой и газообразной фаз одинаковы.

Параметры критической точки определяются значениями критического давления p_k – наибольшего давления, при котором возможно существование двухфазной системы «жидкость-пар», и критической температуры T_k – наивысшей температуры, при которой возможно существование жидкой фазы. При давлениях, превосходящих p_k , переход из жидкого состояния в газообразное отсутствует, поскольку при таких давлениях нет принципиального различия между жидкостью и газом.

В технической термодинамике ко всяким изменениям агрегатного состояния химически однородных веществ (сублимация, плавление, конденсация) применимо уравнение Клайперона-Клаузиуса, которое для процесса парообразования имеет вид:

$$r = T_{\text{н}}(v'' - v') \frac{dp_{\text{н}}}{dT_{\text{н}}}, \quad (3.1)$$

где r – теплота парообразования, кДж/кг; $T_{\text{н}}$ – температура фазового перехода (для процесса парообразования – температура насыщения), К; v'', v' – удельные объемы находящихся в равновесии фаз (для процесса парообразования – удельные объемы сухого насыщенного пара и кипящей воды) м³/кг; $p_{\text{н}}$ – абсолютное давление насыщенного водяного пара, кПа; $\frac{dp_{\text{н}}}{dT_{\text{н}}}$ – производная от давления по температуре, взятая на кривой фазового перехода или кривой упругости, кПа/К.

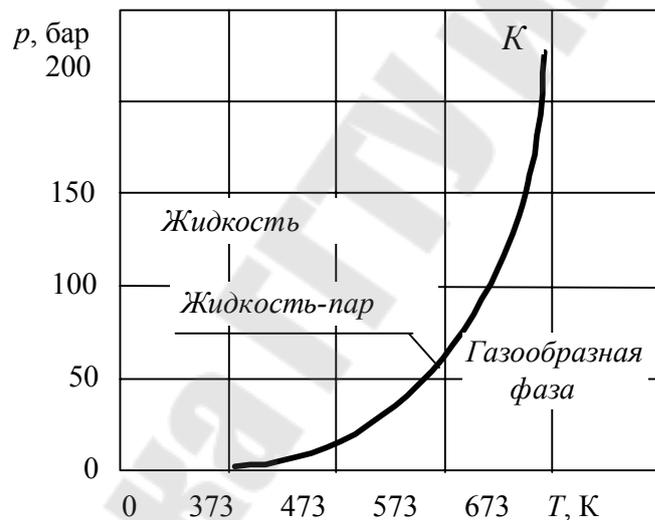


Рис. 3.1. Кривая упругости водяного пара

Входящие в (3.1) абсолютное давление $p_{\text{н}}$ и температура $T_{\text{н}}$ вычисляются по формулам:

$$p_{\text{н}} = p_{\text{бар}} - p_{\text{вак}}; \quad (3.2)$$

$$T_{\text{н}} = t_{\text{н}} + 273,15, \quad (3.3)$$

где $p_{\text{бар}}$, $p_{\text{вак}}$ – соответственно барометрическое и вакуумметрическое давления, кПа; $t_{\text{н}}$ – температура насыщения, °С.

Анализируя выражения (3.1), (3.2), (3.3), приходим к следующим выводам:

1) для нахождения теплоты парообразования необходимо уметь пользоваться таблицами теплофизических свойств воды и водяного пара и знать фазовые диаграммы p_v , T_s , h_s ;

2) указанные зависимости определяют величины $p_{\text{бар}}$, $p_{\text{вак}}$, $t_{\text{н}}$, которые необходимо измерять при проведении экспериментов.

Схема и описание лабораторной установки

Основными элементами установки являются: сосуд с водой 1 (рис. 3.2), в днище которого вмонтирован электронагреватель 2; регулирующий вентиль ротаметра 11, связанный с атмосферой; водоструйный эжектор 10; лабораторный автотрансформатор 8, служащий для изменения напряжения электрического тока, подаваемого на спираль электронагревателя; вольтметр Э533 9 для контроля напряжения на электронагревателе.

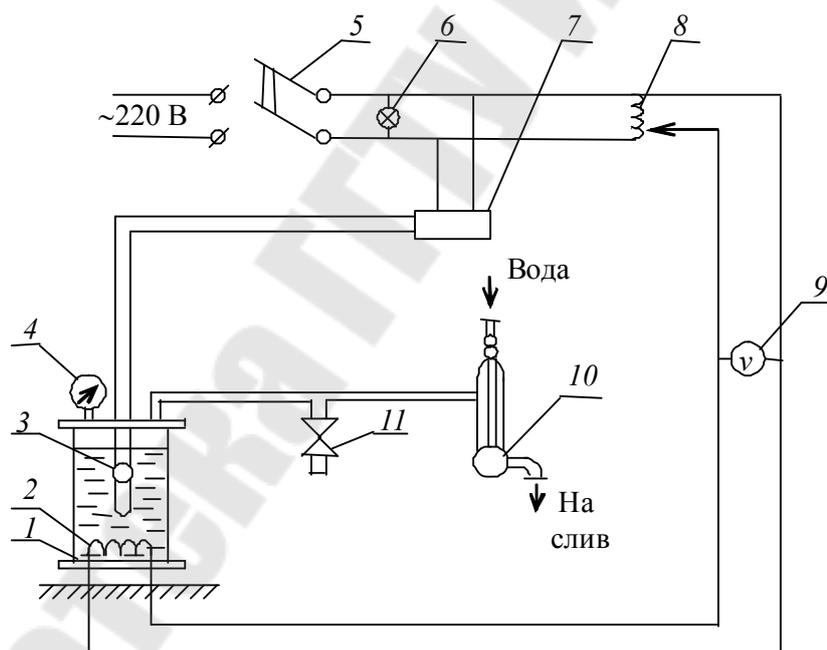


Рис. 3.2. Схема установки

Барометрическое давление $p_{\text{бар}}$ измеряется барометром типа БАММ-1. Разрежение в сосуде $p_{\text{вак}}$ фиксируется пружинами вакуумметра 4 типа ВТП-160. Температура насыщенного пара $t_{\text{н}}$ измеряется медным термометром сопротивления ТСМ-50 третьего класса точности 3. В качестве вторичного прибора, работающего с термометром

сопротивления, используется показывающий прибор ЦР7701 (цифровой измеритель температур) 7.

Работает установка следующим образом. С помощью выключателя 5 все элементы установки подключаются к электрической сети, при этом загорается сигнальная лампочка лабораторного стенда 6. Вода, находящаяся в сосуде 1, нагревается до температуры кипения с помощью электронагревателя 2, мощность которого регулируется автотрансформатором 8. Паровоздушная смесь отсасывается из сосуда водоструйным эжектором 10, работающим при подаче воды из водопроводной сети. Разрежение, создаваемое в сосуде, измеряется вакуумметром 4. Температура насыщения в градусах Цельсия высвечивается на передней панели показывающего его прибора ЦР770Т. Регулирующий вентиль ротаметра 11 позволяет частично или полностью соединять полость сосуда 1 с атмосферой и тем самым менять давление в сосуде, которое соответствует давлению насыщенного водяного пара.

Порядок выполнения работы

1. Включение установки (включение установки по пунктам 1.1–1.6 производится мастером производственного обучения).

1.1. Открыть вентиль ротаметра 11 на установке.

1.2. Открыть вентиль подачи воды на установку. Вентиль открыть полностью, иначе расход воды в эжекторе будет мал и вода может попадать в сосуд с электронагревателем, что нежелательно. Сливной вентиль должен быть постоянно открыт.

1.3. Закрыть вентиль ротаметра на установке.

1.4. Проконтролировать стабильную работу эжектора в течение 3–5 мин. Стабильная работа эжектора определяется отклонением стрелки вакуумметра (см. позицию 4 на рис. 3.1) до значения 0,6 и выше.

1.5. Переключатель лабораторного автотрансформатора установить в положение «ноль».

1.6. На стенде повернуть переключатель 5, при этом должна загореться сигнальная лампочка 6.

Перед тем как студенты приступают к работе на лабораторной установке, мастер производственного обучения проводит с ними инструктаж по технике безопасности. Поверхность сосуда с водой в ходе проведения работы нагревается до температуры 105 °С, поэтому касаться ее руками нельзя во избежание получения ожогов. Далее к работе на установке приступают студенты.

1.7. Рукоятку ЛАТРа установки установить в положение 100 В, контролируя одновременно напряжение на нагревателе по шкале вольтметра.

1.8. Подождать 10–15 мин до выхода установки на установившийся (стационарный) режим.

2. Работа установки в стационарном режиме.

2.1. Работу установки можно считать стационарной, если при постоянном показании вакуумметра визуально в сосуде с водой наблюдается процесс кипения и вторичный прибор ЦР7701 показывает значения температуры, незначительно отличающиеся друг от друга (в пределах $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ за время между замерами – 1–2 мин).

2.2. Первый опыт студенты проводят при показании вакуумметра 60 кПа. Для установления такого показания вакуумметра вентиль ротаметра открывают до тех пор, пока стрелка вакуумметра не установится в нужном положении. Регулировка показаний вакуумметра производится студентами постоянно во время опыта и замеров поворотом вентиля ротаметра.

Рекомендованное напряжение на нагревателе определяется по графику $U = f(p_{\text{вак}})$ (рис. 3.3) в зависимости от разрежения в сосуде и устанавливается рукояткой ЛАТРа.

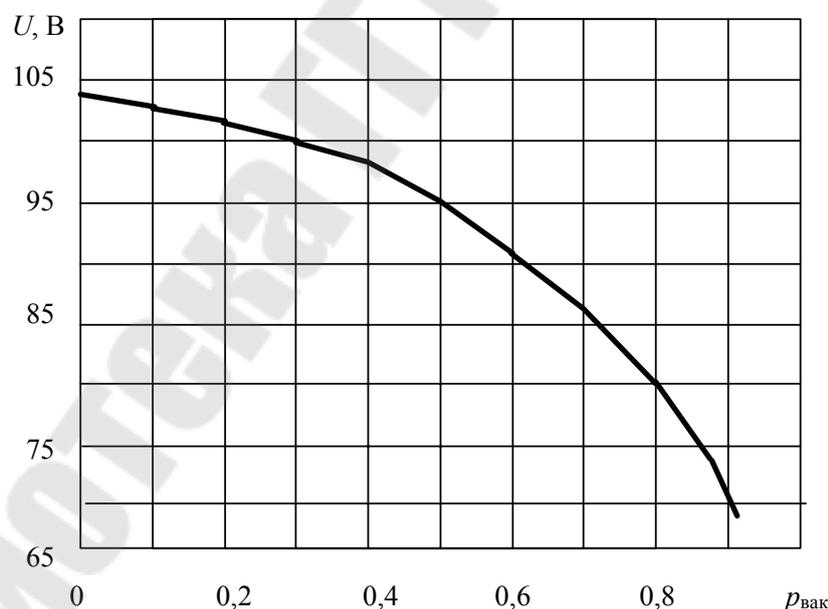


Рис. 3.3. Зависимость напряжения от вакуумметрического давления

2.3. При постоянном показании вакуумметра и визуально наблюдаемом объемном кипении в сосуде, студенты одновременно записывают показания ЦР7701, вакуумметра и барометра.

2.4. После записи первых опытных данных эксперимент в том же режиме повторяется через каждые 2 мин до тех пор, пока значения трех соседних измерений не будут различаться больше, чем 0,2 °С.

2.5. Переход к новому стационарному режиму (новому опыту) осуществляется поворотом регулировочного вентиля ротаметра и установлением стрелки вакуумметра в новое положение. При этом напряжение на электронагревателе устанавливается в соответствии с графиком (рис. 3.3). Записывать показания приборов можно только тогда, когда установка выйдет на установившийся режим. По предварительным наладочным опытам время выхода на установившейся режим составляет 10–15 мин.

2.6. Провести испытания при 4–5 показаниях вакуумметра. Методика проведения опытов аналогичная.

3. Выключение установки производится мастером производственного обучения.

3.1. Открыть, если он закрыт или прикрыт, вентиль ротаметра.

3.2. Ручку автотрансформатора δ установить на «ноль».

3.3. Отключить вторичные приборы.

3.4. Выключить сигнальную лампочку δ поворотом ручки выключателя 5.

3.5. Последовательно закрыть вентиль эжектора и вентиль подачи воды на установку. Вентиль на сливной магистрали воды остается открытым.

Обработка результатов измерений

1. Определение абсолютного давления и абсолютной температуры насыщенного водяного пара. Абсолютное давление p_n и температура T_n вычисляются по формулам:

$$p_n = p_{\text{бар}} - p_{\text{вак}}; \quad (3.4)$$

$$T_n = t_n + 273,15, \quad (3.5)$$

где $p_{\text{бар}}$, $p_{\text{вак}}$ – соответственно барометрическое и вакуумметрическое давления, кПа; t_n – температура насыщения, °С.

2. По полученным экспериментальным данным на миллиметровой бумаге построить кривую упругости насыщенного пара $p_n = f(T_n)$ в pT -координатах.

3. По формуле Клайперона–Клаузиуса определить значение теплоты парообразования для всех экспериментальных точек, кроме крайних:

$$r = T(v'' - v') \frac{dp_{\text{н}}}{dT_{\text{н}}}, \quad (3.6)$$

где r – теплота парообразования, кДж/кг; v'', v' – удельные объемы находящихся в равновесии фаз (для процесса парообразования – удельные объемы сухого насыщенного пара и кипящей воды), м³/кг; $T_{\text{н}}$ – температура фазового перехода (для процесса парообразования – температура насыщения), К; $p_{\text{н}}$ – абсолютное давление насыщенного водяного пара, кПа; $\frac{dp_{\text{н}}}{dT_{\text{н}}}$ – производная от давления по температуре, взятая на кривой фазового перехода или кривой упругости, кПа/К.

Значения производной $\frac{dp_{\text{н}}}{dT_{\text{н}}}$ на кривой насыщения определить графически с учетом масштаба ее построения или возможным другим способом. Величины v'' и v' выбирать из таблиц водяного пара соответствующих температурах. По полученным расчетным и табличным данным построить кривые $r = f(T_{\text{н}})$. Определить экспериментальную погрешность при вычислении r , $p_{\text{н}}$, $T_{\text{н}}$.

Анализируя выражения (3.4)–(3.6), можно сделать вывод, что для нахождения теплоты парообразования студентам необходимо уметь пользоваться таблицами теплофизических свойств воды и водяного пара и знать фазовые pv -, Ts -, hs -диаграммы.

Результаты измерений занести в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Результаты измерений

Номер опыта	$t_{\text{н}}, ^\circ\text{C}$	$T_{\text{н}}, \text{K}$	$p_{\text{н}}, \text{кПа}$	$p_{\text{вак}}, \text{кПа}$	$v'', \text{м}^3/\text{кг}$	$v', \text{м}^3/\text{кг}$	$r, \text{кДж}/\text{кг}$
1							
2							
3							
4							
5							
6							

Контрольные вопросы

1. Что называется кипением жидкости?
2. Основные состояния пара.
3. Что такое степень сухости и степень влажности пара?
4. Что такое удельная теплота парообразования?
5. Пояснить уравнение Клайперона–Клаузиуса.

Лабораторная работа № 4

Определение зависимости температуры насыщенного пара от давления. Определение удельной теплоты парообразования

Цель работы: изучение процессов парообразования и определение удельной теплоты парообразования воды.

Теоретическая часть

Процесс превращения вещества из жидкого состояния в газообразное называется *парообразованием*.

Процесс кипения заключается в том, что если к жидкости подводить теплоту, то при некоторой температуре, зависящей от физических свойств жидкости и давления, наступает процесс парообразования как на свободной поверхности жидкости, так и внутри ее.

Пар, соприкасающийся с жидкостью и находящийся с ней в термическом равновесии, называется *насыщенным*. С изменением температуры жидкости равновесие нарушается, вызывая соответствующее изменение плотности и давления насыщенного пара.

Насыщенный пар, в котором отсутствуют взвешенные мельчайшие частицы жидкой фазы, называется *сухим насыщенным паром*. Состояние сухого насыщенного пара определяется только одним параметром – давлением или удельным объемом, или температурой. Насыщенный пар, в котором содержатся взвешенные высокодисперсные частицы жидкой фазы, равномерно распределенные по всей массе пара, называется *влажным насыщенным паром*.

Отношение массы сухого насыщенного пара к суммарной массе влажного насыщенного пара (пар + жидкость) обозначается X и называется *степенью сухости пара* или *паросодержанием*.

Если сухому насыщенному пару сообщить некоторое количество теплоты при постоянном давлении, то температура его будет возрастать. Пар, получаемый в этом процессе, называется *перегретым*. Он по своим физическим свойствам приближается к газу и тем ближе, чем выше степень перегрева.

Состояние водяного пара описывается уравнением состояния реальных газов (уравнением Ван-дер-Ваальса) для 1 кг:

$$\left(p + \frac{a}{v^2}\right)(v - B) = RT, \quad (4.1)$$

из смеси воды и сухого пара. Вправо от KB и вверх от точки K – располагается область перегретого пара. K – критическая точка. Количество теплоты, затраченное на парообразование 1 кг воды при температуре кипения до сухого насыщенного пара, называется *удельной теплотой парообразования*. Удельная теплота парообразования расходуется на изменение внутренней потенциальной энергии ($u'' - u'$) и на внешнюю работу расширения $p(v'' - v')$. Теплота парообразования

$$r = (u'' - u') + p(v'' - v') = \rho + \phi, \text{ Дж/кг,}$$

где ρ – величина внутренняя, а ϕ – внешняя теплота парообразования.

В Ts -диаграмме произвольный процесс нагрева жидкости, парообразования и перегрева пара при постоянном давлении изображается кривой $AA'B'D$ (рис. 4.2).

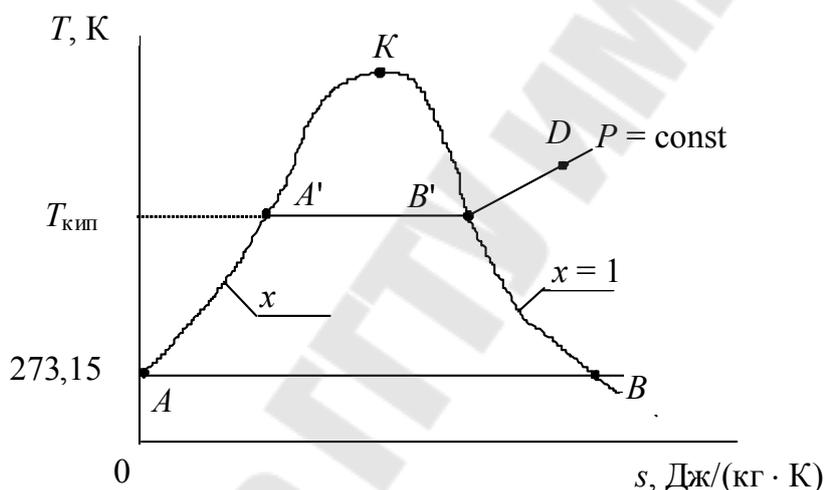


Рис. 4.2. AA' – нагрев жидкости до температуры кипения;
 $A'B'$ – парообразования при температуре кипения;
 $B'D$ – перегрев пара

Схема и описание лабораторной установки

Для установления зависимости между давлением и температурой используют установку, представленную на рис. 4.3. Исследуемая жидкость 1 (вода) находится в котле 2 , представляющий собой толстостенный металлический сосуд цилиндрической формы. На крышке 4 котла установлен манометр 3 и термометр 6 , которые позволяют следить за давлением и температурой в котле. Внутри котла расположен электронагреватель 7 для нагрева воды. Предохранительный клапан 3 рассчитан на давление $p = 0,25$ МПа. Для заполнения котла водой используется отверстие, закрываемое пробкой 8 .

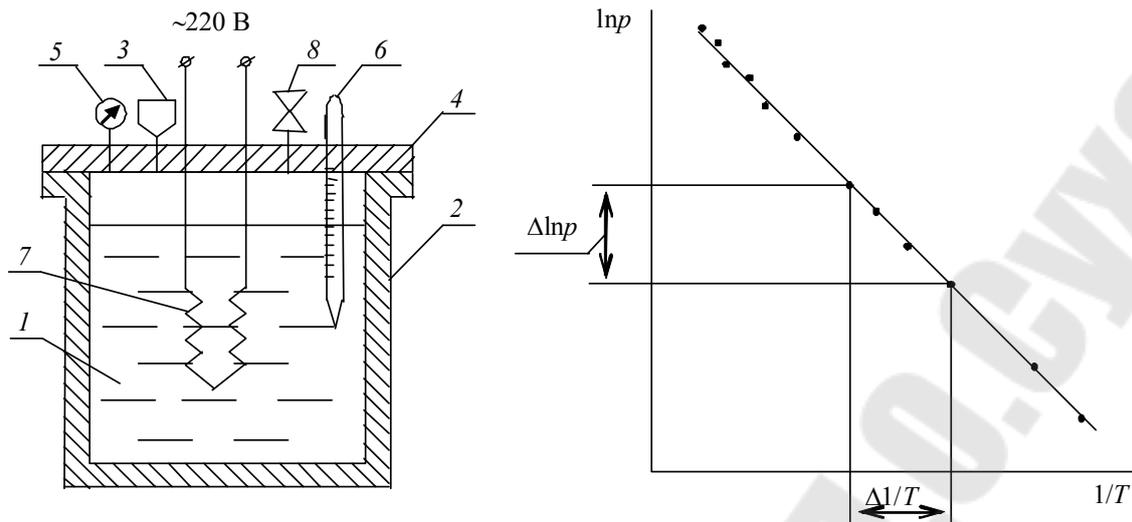


Рис. 4.3. Схема установки и зависимость $\ln p = f(1/T)$

Порядок выполнения работы

1. Приступая к выполнению работы, необходимо ознакомиться с описанием работы.
2. Включить установку в сеть, предварительно открыв пробку 8 котла.
3. При достижении водой температуры кипения, т. е. при $t = t_n$, когда начинается обильное выделение пара, пробку котла закрыть.
4. Следить за изменением давления и температуры по приборам. Снять все показания прибора (манометры и термометры) и занести в табл. 4.1. Интервал между замерами – одно деление по манометру.
5. Опыт проводить до давления по манометру не более 0,1 МПа.
6. По окончании опыта установку выключить из сети и провести опыт в обратном направлении:

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{атм}} + p_{\text{изб}}, \text{ Н/м}^2. \quad (4.2)$$

7. Результаты измерений занести в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Результаты измерений

$p_{\text{изб}}, \text{ кг/см}^2$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	0,8	0,6	0,4	0,2	0
$p_{\text{абс}}, \text{ Н/м}^2$											
$T, \text{ К}$											
$1/T$											
$\ln p_{\text{абс}}$											

Обработка результатов эксперимента

Для двухфазной системы (пар + жидкость) зависимость между p и T выражается уравнением Клайперона–Клаузиса:

$$\frac{dp}{dT} = \frac{r}{T\Delta v}, \quad (4.3)$$

где $\Delta v = v'' - v'$ – разность удельных объемов фаз.

Если вторая фаза является идеальным газом, то уравнение (4.3) можно переписать в виде:

$$d(\ln p) = \frac{r}{R} d\left(\frac{1}{T}\right). \quad (4.4)$$

Отсюда

$$r = \frac{d(\ln p)}{d(1/T)} R. \quad (4.5)$$

Для определения величины $d(\ln p)/d(1/T)$ необходимо построить график $\ln p = f(1/T)$, по которому находят тангенс угла наклона этой зависимости, т. е. $\operatorname{tg} \varphi \approx \frac{\Delta(\ln p)}{\Delta(1/T)}$, град. Затем по формуле $r = \operatorname{tg} \varphi R$ определяют удельную теплоту парообразования. Для воды $R = 461,9$ Дж/кг · град.

Контрольные вопросы

1. Какой пар называется сухим насыщенным и влажным насыщенным?
2. Что такое сухость пара?
3. Изобразить в p - v - и T - s -диаграммах процесс парообразования.
4. Что такое нижняя и верхняя пограничная кривая?
5. Что называется теплотой парообразования?
6. Уравнение состояния реального газа.
7. Как изменяется температура при изобарическом подводе теплоты?

Лабораторная работа № 5

Исследование процесса истечения воздуха через суживающее сопло

Цель работы: исследовать зависимость расхода и скорости воздуха, вытекающего через суживающееся сопло, от отношения давлений за соплом и перед ним, определить коэффициенты скорости и расхода сопла.

Теоретическая часть

Рабочие процессы при движении газов реализуются во многих машинах и аппаратах. Термодинамический анализ открытых потоковых систем применительно к движению газов в каналах проводится при следующих условиях.

Рассматривается стационарное движение одномерного потока, т. е. параметры изменяются в направлении оси канала. При отсутствии массового воздействия уравнение сплошности (неразрывности) соответствует постоянству массового расхода:

$$\frac{fw}{v} = \frac{V}{v} = m = \text{const}, \quad (5.1)$$

где f – площадь сечения канала, м^2 ; w , v , V – соответственно скорость, м/с ; удельный объем рабочего тела, $\text{м}^3/\text{кг}$; объемный расход в данном сечении, $\text{м}^3/\text{с}$; m – массовый расход, кг/с .

Уравнение первого закона термодинамики для потока в этом случае имеет вид:

$$dq = dh + d\left(\frac{w^2}{2}\right) + dl_{\tau} + qdz, \quad (5.2)$$

где q – внешняя теплота процесса, Дж/кг ; l_{τ} – техническая работа; h , qz – соответственно энтальпия, Дж/кг , и потенциальная энергия рабочего тела в данном сечении.

Помимо уравнений неразрывности и первого закона, к основным уравнениям термодинамики потока относятся уравнение процесса и уравнение состояния. Для реальных газов (паров) вместо уравнения состояния ввиду его сложности при практических расчетах пользуются диаграммами, таблицами термодинамических свойств, либо построенными на их основе ЭВМ-программами. Для воздуха с достаточной

для практических целей точно допустимо использование уравнения состояния идеальных газов:

$$pv = RT, \quad (5.3)$$

где $R = \frac{R\mu}{\mu}$ – газовая постоянная данного газа, Дж/(кг · К); p, T – соответственно абсолютное давление, Па, и абсолютная температура, К.

При анализе истечения газа из сопла процесс считается энергетически изолированным ($dq = 0, d_\tau = 0$) и изменением потенциальной энергии положения пренебрегают $q\Delta z = 0$.

Тогда для любого сечения канала из (5.2) следует, что

$$h + \frac{w^2}{2} = h_0 = \text{const}, \quad (5.4)$$

т. е. увеличение кинетической энергии при истечении из сопла происходит за счет уменьшения энтальпии. При рассмотрении процесса течения идеального газа как обратимого с постоянной теплоемкостью используется уравнения адиабатного процесса – $pV^k = p_0V_0^k = \text{const}$;

$$T \cdot p^{\frac{1-k}{k}} = T_0 m_0^{\frac{1-k}{k}} = \text{const}. \quad (5.5)$$

В (5.4), (5.5) $h_0 = c_p T_0, p_0, T_0, v_0$ – параметры обратимого адиабатного торможения, $k = c_p / c_v$ – показатель адиабаты.

Таким образом, увеличение скорости газа происходит при уменьшении его давления и температуры.

Задача анализа истечения из суживающегося или простого сопла состоит в определении скорости W_2 на выходе из сопла и расхода газа при заданных параметрах h_0, p_0, v_0 (или h_1, P_1, V_1, W_1), давлении среды за соплом P_c и площади выходного сечения сопла $f_2 = f_{\min}$.

Для скорости истечения из (5.4) в общем случае получим:

$$w_2 = \sqrt{2(h_0 - h_2)}, \quad (5.6)$$

в частности, при обратимом процессе с идеальным газом, используя (5.3), (5.5),

$$W_2 = \sqrt{2c_p(T_0 - T_2)} = \sqrt{\frac{2k}{k-1}} m_0 V_0 (1 - \beta^{\frac{k-1}{k}}). \quad (5.7)$$

Расход газа в общем случае можно определить из уравнения неразрывности (5.1) для выходного сечения:

$$m = \frac{f_2 \cdot w_2}{v_2}; \quad (5.8)$$

при обратимом процессе идеального газа с учетом (5.7), (5.5)

$$m = f_2 \sqrt{\frac{2k}{k-1}} \frac{m_0}{v_0} \left(\beta^{\frac{2}{k}} - \phi^{\frac{k+1}{k}} \right), \quad (5.9)$$

где $\beta = p_0 / p_c$ – отношение давлений.

Сравнение параметров в выходном сечении в зависимости от значения β при уменьшении p_c , рассчитанных по (5.7), (5.9) и полученных из опытных данных, показывает ряд особенностей истечения из суживающегося сопла (рис. 5.1).

Невозможно получить давление газа в выходном сечении p_2 ниже значения $p_{кр}$. При $\beta = p_c / p_0 \leq \beta_{кр} = p_{кр} / p_0$ скорость истечения с уменьшением P_0 не увеличивается, это критическое значение равно местной скорости звука.

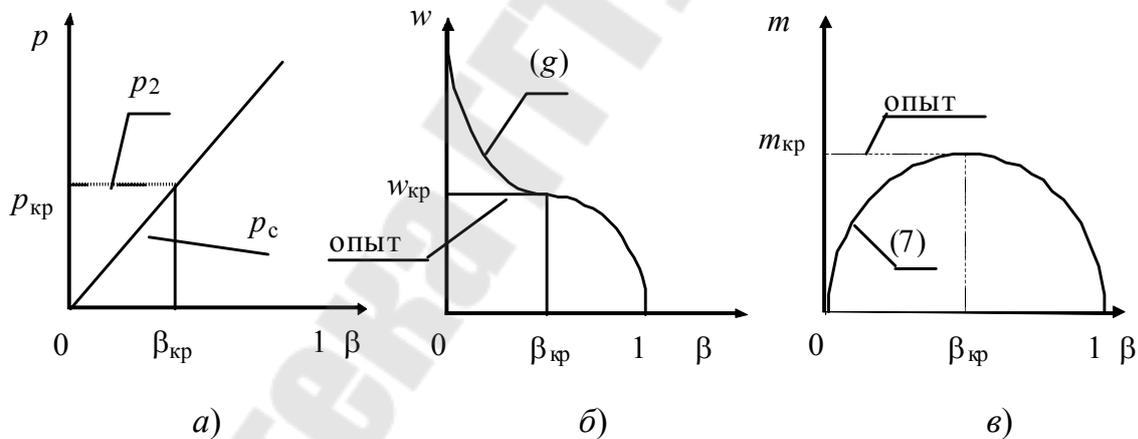


Рис. 5.1. Сравнение параметров в выходном сечении в зависимости от значения β при уменьшении p_c

При $\beta \leq \beta_{кр}$ расход газа через сопло устанавливается на уровне максимального значения. Величина $p_c = p_{кр}$ и $\beta_{кр}$ определяется из анализа на максимум функции (5.9):

$$\beta_{кр} = \frac{m_{кр}}{m_0} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (5.10)$$

Таким образом, при $\beta > \beta_{кр}$ скорость истечения из суживающегося сопла определяется по (5.6), (5.7), расход рабочего тела – по (5.8), (5.9). При $\beta \leq \beta_{кр}$ в (5.7), (5.9) вместо β подставляется значение $\beta_{кр}$, в (5.6), (5.8) параметры w_2, v_2, h_2 заменяются на $w_{кр}, v_{кр}, h_{кр}$, т. е. определяются по формуле

$$p_{кр} = p_0 \beta_{кр}. \quad (5.11)$$

Реальный процесс адиабатного истечения всегда сопровождается трением и является необратимым. Потери на трение приводят к уменьшению скорости истечения и увеличению энтропии рабочего тела.

Действительная скорость истечения

$$w_{2q} = \sqrt{2(h_0 - h_{2q})}. \quad (5.12)$$

Расход

$$m_q = \frac{f_2 w_{2q}}{V_{2q}}. \quad (5.13)$$

Степень приближения действительного процесса истечения к теоретическому характеризует коэффициент скорости сопла

$$k = \frac{w_{2q}}{w_2} \quad (5.14)$$

и коэффициент расхода

$$\mu = \frac{m_q}{m}. \quad (5.15)$$

Значения этих коэффициентов зависят от конструкции сопла, чистоты обработки его рабочей поверхности и определяются опытным путем.

Схема и описание лабораторной установки

Схема установки показана на рис. 5.2.

Поток воздуха через суживающееся сопло 7 создается с помощью установки УК 25-16 М (позиция 11), включенной на всасывание.

Диаметр минимального сечения сопла – 0,67 мм. Воздух из помещения поступает в установку через ротаметр 3, служащий для из-

мерения объемного расхода. Градуировочный график ротаметра приведен на рис. 2.2 (см. лабораторную работу № 2). Температура окружающего воздуха определяется жидкостным термометром 2, давление – барометром 1. Вентиль 4 предназначен для регулирования давления в камере 5 перед соплом, разрежение в камере 5 измеряется вакуумметром 6.

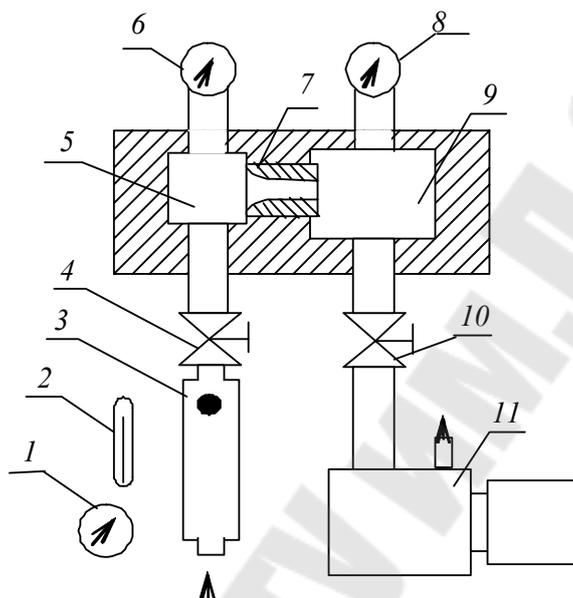


Рис. 5.2. Схема установки

Давление за соплом в камере 9 регулируется с помощью вентилей 10, разрежение в камере 9 измеряется вакуумметром 8.

Порядок работы на установке

К работе на установке допускаются лица, изучившие инструкцию и получившие инструктаж по технике безопасности.

1. Установку 11 включает персонал лаборатории. При этом вентили 4 и 10 закрыты.

2. Определить цену деления шкалы измерительных приборов 1, 2, 6, 8.

3. Измерить давление p_6 барометром 1 и температуру окружающего воздуха t_0 термометром 2. Значение вакуума $p_в$, соответствующее величине p_0 , $p_с$, рассчитать с учетом цены деления шкалы:

$$p_{в0} = p_6 - p_0, p_{с0} = p_6 - p_с, \quad (5.16)$$

где p_0 – давление в камере 5 до сопла; $p_с$ – давление в камере 9 за соплом.

4. При $\beta = 1$ объемный расход воздуха равен нулю. Значения давлений, температуры и расхода занести в протокол испытаний.

5. В последующих опытах устанавливать значения ротаметра z в пределах, указанных в табл. 5.1 протокола испытаний, от 10–90. Показания ротаметра фиксируются по верхней кромке шарика. По градуировочному графику (рис. 2.2) определяют расходы воздуха через сопло $7 V \text{ м}^3/\text{с}$.

6. Для каждого опыта в табл. 5.1 записываются также показания манометра в p_0 и манометра δp_c .

7. После согласования результатов измерений с преподавателем сотрудник лаборатории отключает установку.

Таблица 5.1

Протокол испытаний

Расход воздуха V		Давление воздуха перед соплом		Давление воздуха за соплом		V_q 10^{-5}	m_{q2} 10^{-5}	m	β	γ	w_2	B	T_{2q}	w_2	μ
кол-во делений	$\text{м}^3/\text{ч}$	P_0 , КПа	$P_{в0}$, КПа	P_c , КПа	$P_{с0}$, КПа										
0															
10															
20															
30															
40															
60															
80															

Обработка результатов измерений

1. Параметры, при которых осуществлялась градуировка ротаметра ($p_r = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Па}$, $T_r = 293 \text{ К}$), отличаются от условий (p_δ, t_0) измерений расхода. Поэтому для определения действительного объемного расхода V_q через ротаметр в значение объемного расхода V необходимо внести поправку:

$$V_q = V \sqrt{\frac{p_r \cdot T_0}{p_\delta \cdot T_r}} \frac{1}{3600}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (5.17)$$

Действительный массовый расход воздуха через установку

$$m_q = \frac{V_q \cdot p_0}{RT_0}, \text{ кг/с.} \quad (5.18)$$

Для получения m_q в кг/с необходимо, чтобы все величины входили в СИ:

$$V_q, \text{ м}^3/\text{с}; p_0, \text{ Па}; R, \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}); T_0, \text{ К}.$$

2. Рассчитать теоретический массовый расход воздуха в каждом опыте:

$$m = f_2 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_{в0}}{v_0} \left(\frac{2}{\beta^{\frac{1}{k}}} - \beta^{\frac{k+1}{k}} \right)}, \text{ кг/с,} \quad (5.19)$$

где $\beta = p_{с0}/p_{в0}$ – отношение давлений.

3. Определить теоретическую скорость истечения:

$$w_2 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_{в0} v_0 \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}} \right)}, \text{ м/с.} \quad (5.20)$$

При этом площадь выходного сечения f_2 определяется по паспортным данным стенда, удельный объем v_0 – по давлению p_0 и температуре $T_0 = t_0 + 273$, К, с помощью уравнения состояния идеального газа:

$$p_{в0} v_0 = RT, \quad (5.21)$$

где R – газовая постоянная для данного газа, Дж/(кг · К); $R = R\mu/m$; p , T – соответственно абсолютное давление, Па, и абсолютная температура, К.

Для критических режимов истечения ($\beta \leq \beta_{кр}$) отношение давлений находят по формулам (5.19), (5.20), вместо β подставляют $\beta_{кр}$, вычисленное по формуле (5.22):

$$\beta_{кр} = \frac{p_{кр}}{p_0} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (5.22)$$

4. Найти действительную скорость истечения w_{2q} по (5.23):

$$w_{2q} = \sqrt{2(h_0 - h_{2q})}. \quad (5.23)$$

Для этого необходимо определить состояние в точке $2q$ ($2_{кр}, q$), для которой известно только давление p_{c0} ($p_{кр}$) (рис. 5.2).

Для расчета второго параметра T_{2q} ($T_{кр}, q$) в этой точке используется выражение

$$T_{2q} = \frac{\sqrt{1 + 4T_0 B^2} - 1}{2B^2}, \text{ К}, \quad (5.24)$$

где коэффициент

$$B = \frac{m_q R}{f_2 p_{c0} \sqrt{2c_p}}, \text{ К}^{-0,5}. \quad (5.25)$$

Действительная скорость истечения

$$w_{2q} = \sqrt{2c_p (T_0 - T_{2q})}, \text{ м/с}. \quad (5.26)$$

Если режим истечения критический ($\beta \leq \beta_{кр}$), в (5.24) и (5.26) вместо T_{2q} и p_{c0} используют $T_{кр}, q$ и $p_{кр} = p_0 \beta_{кр}$.

При расчетах по (5.19), (5.20), (5.24), (5.26) исходные величины необходимо подставлять в основных единицах СИ.

5. Определить значения коэффициентов скорости сопла γ и расхода μ :

$$\gamma = \frac{w_{2q}}{w_2}; \quad (5.27)$$

$$\mu = \frac{m_q}{m}. \quad (5.28)$$

6. После обработки опытных данных заполняют протокол испытаний и строят на миллиметровой бумаге график зависимости расхода m, m_q от β и аналогичный график для скоростей w^2 и w_{2q} .

Контрольные вопросы

1. Уравнение сплошности (неразрывности) потока и его физический смысл.

2. Уравнение первого закона термодинамики для потока и его физический смысл.

3. Уравнение скорости истечения при обратимом процессе с идеальным газом.

4. Уравнение для определения расхода газа при истечении.

5. Характер изменения скорости истечения и расхода от соотношения давлений после и до сопла теоретически и в реальных процессах.

6. Что такое критические параметры при истечении?

7. Чем отличается реальный адиабатный процесс истечения от идеального?

Если рассматривать влажный воздух при температуре $t_{3,4} < t_{1,2}$, он будет насыщенным тогда, когда пар в воздухе будет сухим насыщенным, т. е. когда влажному воздуху соответствует максимальное значение абсолютной влажности. Этому значению соответствует точка 3 насыщенного пара. Насыщенный воздух при температурах, меньших $t_{1,2}$, представляет собой смесь сухого воздуха и насыщенного пара. При температуре $t_{1,2}$ влажный воздух будет насыщенным тогда, когда пар будет в состоянии, характеризуемом точкой 1. В этом случае влажный воздух состоит только из сухого насыщенного пара, т. к. $p_n = p$, а $p_b = 0$. При давлении p и температуре $t_{5,7} < t_{1,2}$ влажный воздух будет насыщенным тогда, когда состояние пара характеризуется точкой б.

Влажный воздух, который не содержит при данном давлении и температуре максимально влажное количество водяного пара, называется *насыщенным*. Ненасыщенный влажный воздух – это смесь сухого воздуха и перегретого пара. Парциальное давление перегретого пара в смеси меньше давления насыщения при данной температуре. Количество перегретого пара в 1 м³ воздуха численно равно плотности перегретого пара, но меньше плотности сухого насыщенного пара. Охлаждая воздух, а следовательно и перегретый пар, при каком-либо постоянном давлении p , например по линии 7–8, можно довести перегретый пар до состояния насыщения (точка 8). Это будет тогда, когда температура воздуха станет равной температуре насыщения при данном парциальном давлении водяного пара. Эту температуру называют *температурой точки росы*. Отношение массы пара m_n во влажном воздухе к массе сухого воздуха m_b в нем называют *влажностью воздуха* и выражают в килограммах на килограмм (кг/кг) или в граммах на килограмм (г/кг):

$$d = m_n / m_b \quad (6.1)$$

или

$$d = \rho_n / \rho_b. \quad (6.2)$$

Следовательно, d – это масса пара, содержащаяся в 1 кг сухого воздуха или в $d = 1$ кг влажного воздуха.

Уравнения состояния:

$$p_b V = m_b R_b T \quad (6.3)$$

и

$$p_n V = m_n R_n T; \quad (6.4)$$

$$p_B / p_n = m_B R_B / m_n R_n = (m_B \cdot 287,04) / (m_n \cdot 461,6) = 0,622 / d; \quad (6.5)$$

$$p = p_B + p_n; \quad (6.6)$$

$$d = 0,622 p_n / (p - p_n). \quad (6.7)$$

Отношение действительной абсолютной влажности насыщенного воздуха и максимально возможной абсолютной влажности воздуха при той же температуре называют *относительной влажностью*:

$$\varphi = \rho_n / \rho_{\max}. \quad (6.8)$$

Из уравнения Клайпейрона:

$$p_n = R_n \rho_n T; \quad (6.9)$$

$$p_{\max} = R_n \rho_{\max} T, \quad (6.10)$$

откуда

$$\varphi = \rho_n / \rho_{\max}. \quad (6.11)$$

Уравнение, связывающее влагосодержание с относительной влажностью:

$$\varphi = [d / 0,622 + d] (p / p_{\max}). \quad (6.12)$$

Принимая температуру насыщенного влажного воздуха ($\varphi < 1$) при постоянном давлении, его можно довести до состояния насыщения ($\varphi = 1$). Это произойдет в тот момент, когда температура воздуха станет равной температуре сухого насыщенного пара при данном парциальном давлении его в воздухе. При дальнейшем охлаждении влажного воздуха из него начнет выделяться вода в виде тумана или росы. Температура, при которой воздух становится насыщенным ($\varphi = 1$), называется *температурой точки росы* и обозначается t_p . Температура точки росы определяется с помощью пирометра, а парциальное давление пара p_n – с помощью психрометра.

Зная t_p и температуру воздуха, по таблицам водяного пара можно определить давления p_n и p_{\max} и определить φ :

Плотность влажного воздуха

$$\rho = \rho_n + \rho_B; \quad \rho = p / RT; \quad \rho = \rho_n r_n + \rho_B r_B. \quad (6.13)$$

Удельная газовая постоянная

$$R = 8314,2 / M = 8314,2 / (M_B r_B + M_n r_n). \quad (6.14)$$

Удельная энтальпия $1+d$ (кг) влажного воздуха

$$h = h_b + dh_n. \quad (6.15)$$

Удельная энтальпия сухого воздуха, выраженная в $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, численно равна его температуре t °С, т. к. теплоемкость сухого воздуха при постоянном давлении равна ≈ 1 кДж/(кг · К).

Удельная энтальпия сухого насыщенного пара при малых давлениях

$$h_n = 2490 + 1,97t_n. \quad (6.16)$$

Удельная энтальпия влажного воздуха

$$h = t + (2490 + 1,97t_n)d. \quad (6.17)$$

hd -диаграмма влажного воздуха изображена на рис. 6.2.

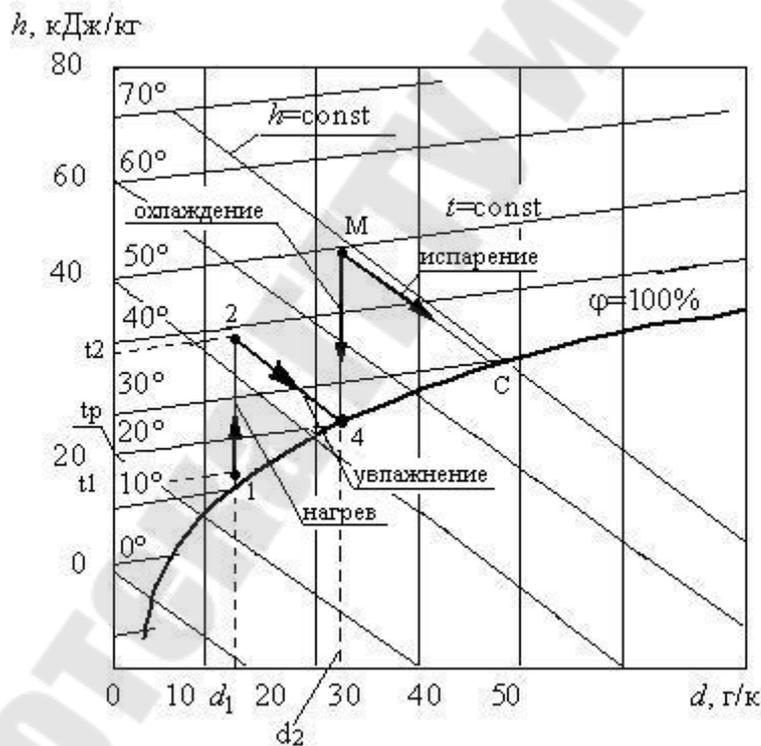


Рис. 6.2. hd -диаграмма влажного воздуха

$p_{\text{бар}} = 0,9930$ МПа. Диаграмма позволяет по известным t и ϕ определить h и d , а по d – величину p_n . Кроме того, можно определить для каждого состояния влажного воздуха точку росы, т. е. температуру точки, в которой воздух насыщен водяным паром ($\phi = 100\%$). Процесс

нагрева влажного воздуха совершается при $d = \text{const}$ (линия AB). Процесс охлаждения: $d = \text{const}$ (линия MO). Этот процесс справедлив только до состояния $\varphi = 100\%$. Идеальный процесс насыщения воздуха влагой в условиях постоянного давления происходит при $h = \text{const}$ влажного воздуха (линия MC). Процесс конденсации условно происходит по линии $\varphi = 100\%$.

Схема и описание лабораторной установки

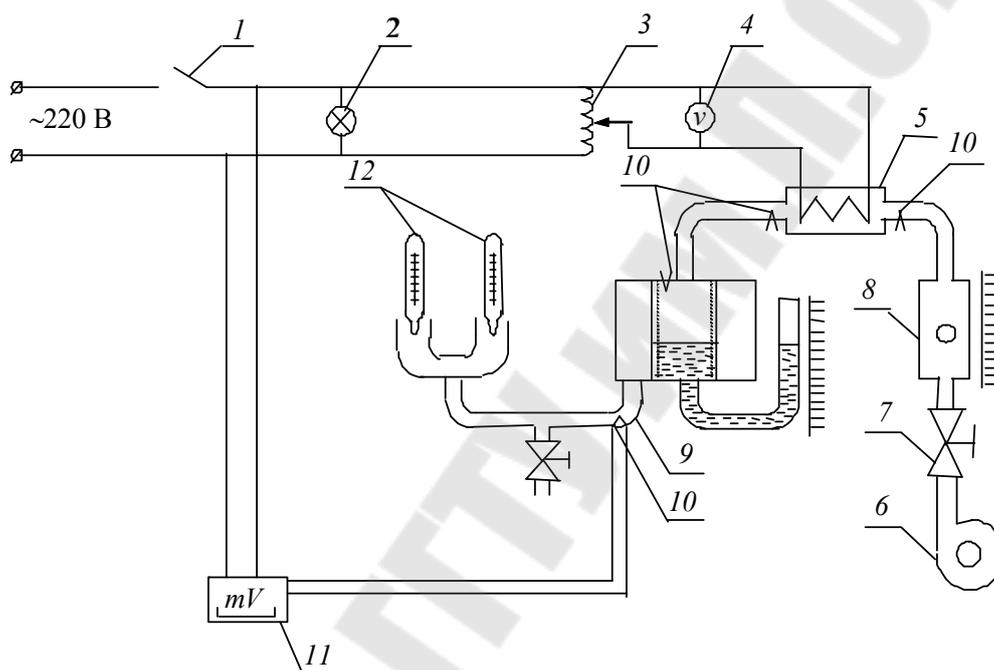


Рис. 6.3. Схема установки:

- 1 – выключатель сети; 2 – сигнальная лампа; 3 – автотрансформатор;
 4 – вольтметр; 5 – калорифер; 6 – вентилятор; 7 – вентиль; 8 – ротаметр;
 9 – увлажняющая камера; 10 – термопары; 11 – цифровой измеритель температуры; 12 – психрометр; 13 – вентиль

Схема установки показана на рис. 6.3. Поток воздуха, создаваемый компрессором 6, проходит через калорифер 5 и увлажняющую камеру 9. Поток регулируется вентилем 7, а измеряется ротаметром 8. Параметры окружающего воздуха и воздуха на выходе из установки измеряются психрометрами 12. Температура воздуха до и после увлажняющей камеры измеряется хромель-алюмелевыми термопарами 10 с помощью вторичного прибора А-565. Напряжение на нагревателе калорифера регулируется автотрансформатором 3, а измеряется вольтметром 4.

Порядок выполнения работы

1. За несколько часов до начала замеров (не менее 1 ч) залить дистиллированную воду в стаканчики «мокрых» термометров, психрометров. Вода должна их заполнить на 30–70 %.

2. Залить в увлажняющую камеру дистиллированную воду. Уровень воды в водомерной трубке должен быть на 15–20 делений выше нижней красной отметки. При образовании воздушных пузырей в водомерной трубке или соединительном шланге удалить их, используя кембрик.

3. Не менее чем за 0,5 ч до начала опытов открыть вентиль 7, запитать стенд электроэнергией, включить прибор А-565 11, компрессор 6, нагреватель 5. На компрессоре установить минимальное давление. Вентилем на установке 7 выставить необходимый расход воздуха (30–90 делений по шкале ротаметра). Рукояткой автотрансформатора 3 установить напряжение на нагревателе 100 В.

Слить конденсат из отстойника. Для этого подставить емкость под шланг и разжать зажим отстойника 13. После слива конденсата вернуть зажим в исходное состояние.

3.1. Установить автотрансформатором 3 необходимое напряжение на нагревателе 5, контролируя его по вольтметру 4.

3.2. Вентилем 7 установить по ротаметру 8 расход воздуха через установку.

3.3. Измерить барометрическое давление, температуры «сухого» и «мокрого» термометров атмосферного воздуха.

3.4. Отметить на водомерной трубке уровень воды. С помощью дозатора долить в камеру $V_{\text{H}_2\text{O}} = 3 \text{ см}^3$ дистиллированной воды (6 порций). Начать отсчет интервала времени, за который уровень воды опустится до первоначального положения. За это время через каждые 5 мин измерять показания вольтметра (U) 4, ротаметра (V) 3, «сухого» и «мокрого» термометров (t_c и t_m) 12, измеряющих параметры воздуха на выходе установки, прибора А-565 (t_1 и t_2) 11 для двух термопар: на входе и выходе увлажняющей камеры. Результаты занести в табл. 6.1.

3.5. Отметить время, когда уровень воды достигнет первоначального положения.

3.6. Опыт считается оконченным. Следующий опыт проводится на другом режиме: измененной мощности электрического нагревателя и новом расходе воздуха. Для этого повторяется выполнение пунктов 1–5.

Обработка результатов эксперимента

1. Находят средние значения всех измеренных величин.
2. По градуировочному графику (рис. 6.4) определяют объемный расход воздуха, V , м³/ч. Учитывают параметры окружающего воздуха, вносится поправка аналогично тому, как это делается в лабораторной работе № 1:

$$V_q = V \sqrt{\frac{p_r T_0}{p_\delta T_r}}, \quad (6.18)$$

где $p_r = 760$ мм рт. ст., $T_r = 293$ К.

3. Перевести барометрическое давление в систему СИ.
4. Определить массовый секундный расход воздуха:

$$G = \frac{V_q}{\nu} = \frac{V_q p_\delta}{RT_c} \frac{1}{3600}, \quad (6.19)$$

где $\nu = \frac{RT_c}{p_\delta}$, м³/кг.

5. Определить интервал времени произведения опыта в секундах:

$$\Delta\tau = \tau_k - \tau_n, \quad (6.20)$$

где τ_k – время конца опыта; τ_n – время начала опыта.

6. Находят количество прошедшего за время опыта воздуха по уравнению

$$G_\tau = G\Delta\tau. \quad (6.21)$$

7. По показаниям t_c и t_m находят точку 1 на hd -диаграмме, соответствующую состоянию окружающего воздуха. Определяют d_1 , φ_1 , H_1 .

8. Аналогично определяют параметры воздуха на выходе из установки (точка 4) по значениям t_c и t_m (d_4 , φ_4 , H_4).

9. Используя значения t_2 и d_1 , находят на hd -диаграмме точку 2. Определяют параметры φ_2 , H_2 .

10. Строят процессы в калорифере (1–2), увлажняющей камере (2–4).

11. Определяют теплоту, подведенную к воздуху в калорифере:

$$Q = G(H_2 - H_1)1000, \text{ Вт}; \quad (6.22)$$

$$Q_{\tau} = G_{\tau}(H_2 - H_1), \text{ кДж.} \quad (6.23)$$

12. Рассчитывают изменение влагосодержания воздуха в увлажняющей камере:

$$\Delta d = d_2 - d_4. \quad (6.24)$$

13. Определяют расчетную массу выпаренной воды, г:

$$M_p = G_{\tau} \Delta d. \quad (6.25)$$

14. Определяют экспериментально измеренную массу выпаренной воды, г:

$$M_3 = \frac{V_2''}{v \cdot 1000}. \quad (6.26)$$

15. Находят невязку материального баланса:

$$\Delta M = |M_0 - M_3|; \quad (6.27)$$

$$\delta M = \frac{\Delta M}{M_3}. \quad (6.28)$$

16. Данные заносят в табл. 6.1, 6.2.

Таблица 6.1

Результаты эксперимента

№ п/п	Время	U, В	V, м ³ /ч	P _{бар} , мм рт. ст.	Вход		Выход		t ₁ , °С	t ₂ , °С	t _c
					t _c , °С	t _м , °С	t _c , °С	t _м , °С			
1											
2											

Таблица 6.2

Обработка результатов эксперимента

№ п/п	P _д , Па	G, кг/с	τ, с	G _к , кг	Q, Вт	Q _τ , кДж	Δd, г/кг	M _p , г	M ₃ , г	ΔM, г	δM
1											
2											

Контрольные вопросы

1. Что такое насыщенный влажный воздух; абсолютная влажность; относительная влажность?
2. p-v-диаграммы влажного воздуха.

3. Что такое температура точки росы?
4. Что называется влагосодержанием воздуха?
5. Как вычислить влагосодержание: относительную влажность; плотность и удельную энтальпию влажного воздуха?
6. Принцип построения hd -диаграммы влажного воздуха.

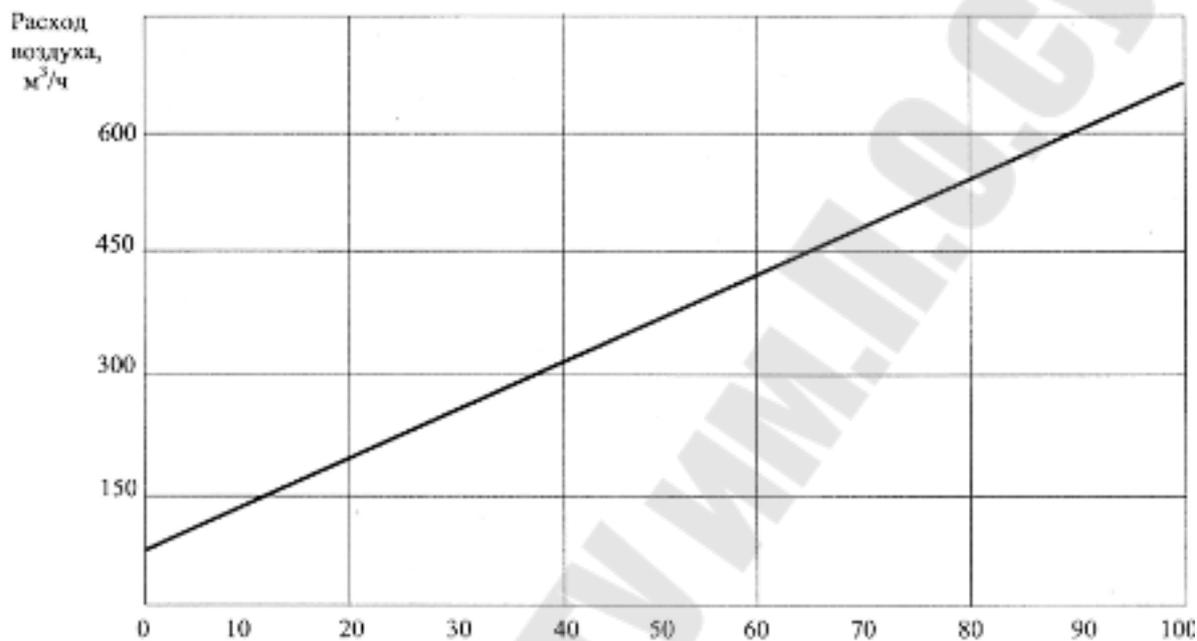


Рис. 6.4. Градуировочный график расходомера:
 $p_{\text{бар}} = 754,9$ мм рт. ст.; $p_{\text{изб}} = 5,2$ мм рт. ст.; $t_{\text{возд}} = 21,8$ °С

Лабораторная работа № 7

Определение производительности, мощности и КПД центробежного вентилятора

Цель работы: экспериментальное определение основных характеристик центробежного вентилятора и установление зависимостей между ними.

Теоретическая часть

Вентиляторы – машины, служащие для отсоса и нагнетания газов при общем напоре, не превышающем 15 кН/м^2 (1500 мм вод. ст.).

Вентиляторы бывают двух типов:

- центробежные, в которых поток входит в колесо в осевом направлении, поворачивается в нем на 90° и выходит по периферии колеса в радиальном направлении;
- осевые, в которых поток движется по оси вращения колеса и не изменяет своего направления.

Основными параметрами, характеризующими работу вентилятора, являются производительность, КПД, напор и мощность, передаваемая потоку рабочими органами (лопатками) колеса.

Производительностью называется количество газа, подаваемого вентилятором в единицу времени.

Производительность бывает объемной $Q[\text{м}^3/\text{с}]$ и массовый $G[\text{кг}/\text{с}]$. Связь между ними описывается зависимостью

$$G = \rho Q, \quad (7.1)$$

где ρ – плотность газа, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Под напором подразумевают энергию, сообщаемую 1 кг газа, подаваемому вентилятором. Напор выражают в метрах.

Уравнение баланса энергии потока газа для входа и выхода будет

$$p_1 v + \frac{m C_1^2}{2} + m q H_1 = p_2 v + \frac{m C_2^2}{2} + m q H_2 + m q h_2, \quad (7.2)$$

где p_1 и p_2 – давление на входе и выходе, $\text{н}/\text{м}^2$; C_1 и C_2 – скорость газа на входе и выходе, $\text{м}/\text{с}$; $p_1 v$, $p_2 v$ – потенциальная энергия давления или работа проталкивания, Дж; $\frac{m C_1^2}{2}$, $\frac{m C_2^2}{2}$ – кинетическая энергия газа, движущегося со скоростью C , Дж; $m q H_1$ – потенциальная

энергия положения, Дж; mqH_2 – потери энергии между входным и выходным сечением, Дж.

Если трубопровод расположен горизонтально, то $mqH_1 = mqH_2$. Для сообщения потоку газа энергии необходимо затратить работу на привод вентилятора. Последняя передается от электродвигателя в виде механической энергии через вал и рабочие лопадки к газу и расходуется на его сжатие.

Полезная мощность, полученная потоком газа в вентиляторе, выражается уравнением

$$N_n = \frac{G\Delta H}{102\eta}, \text{ Вт.} \quad (7.3)$$

Мощность N_3 , затраченная на привод вентилятора, определяется

$$N_3 = I \cdot U, \text{ Вт,} \quad (7.4)$$

где I – ток, потребляемый электродвигателем, А; U – напряжение, В.

Эффективность использования подведенной к вентилятору мощности определяется КПД вентилятора. КПД определяется как

$$\eta = \frac{N_n}{N_3}. \quad (7.5)$$

Характеристики лопастных машин при $n = \text{const}$ представляют собой зависимости $\Delta H = f(Q)$; $N = f(Q)$; $\eta = f(Q)$ и представлены на рис. 7.1. Наиболее важной характеристикой является зависимость между напором и производительностью $\Delta H = f(Q)$. Если вентилятор работает с переменным числом оборотов (при $n = \text{var}$), то изменяются напор, производительность и мощность. Тогда на основании теории подобия получаются следующие зависимости:

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad (7.6)$$

$$\frac{\Delta H_1}{\Delta H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \quad (7.7)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3. \quad (7.8)$$

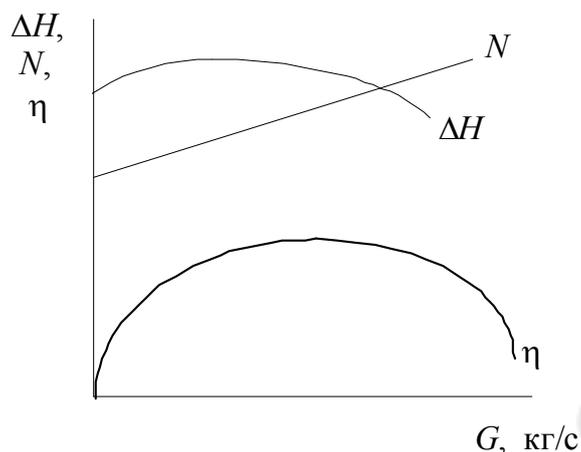


Рис. 7.1. Графическая зависимость напора, мощности и КПД от производительности

Схема и описание лабораторной установки

Схема лабораторной установки представлена на рис. 7.2. Установка состоит из аэродинамической трубы 1, вентилятора 2, дифференциального манометра 3, амперметра и вольтметра. Аэродинамическая труба представляет собой канал квадратного сечения 160×160 мм и длиной 600 мм. Скорость воздушного потока изменяется с помощью регулирующей задвижки 4. Привод вентилятора осуществляется от электродвигателя 5.

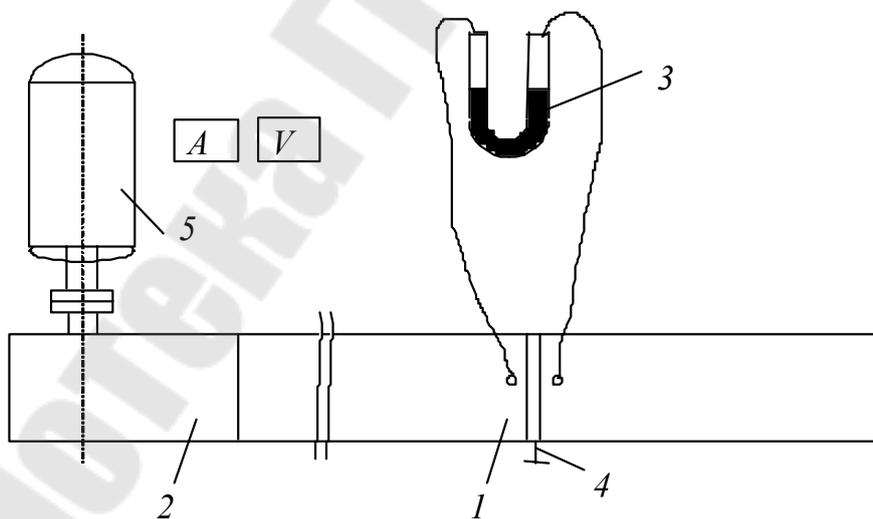


Рис. 7.2. Схема лабораторной установки

Порядок проведения работы

Включаем вентилятор и для одного из положений задвижки определяем величину тока и напряжения в цепи питания вентилятора, а также показание Δh жидкостного дифманометра. Опыты проводятся для трех положений регулирующей задвижки. Данные опытов и расчетов заносятся в табл. 7.1.

Обработка результатов эксперимента

1. Напор, создаваемый вентилятором,

$$\Delta H = \Delta h \frac{\rho_{\text{воды}}}{\rho_{\text{возд}}}, \text{ м}, \quad (7.9)$$

где $\rho_{\text{воды}} = 10^3$, кг/м³; $\rho_{\text{возд}} = \frac{p_{\text{бар}}}{R \cdot T_{\text{в}}}$, где $p_{\text{бар}}$ – барометрическое давление в Па; R – газовая постоянная, Дж/(кг · К);

$$T_{\text{в}} = 273 + t_{\text{в}}. \quad (7.10)$$

2. Мощность, затраченная вентилятором,

$$N_3 = IU, \text{ Вт}. \quad (7.11)$$

3. Скорость потока на выходе из вентилятора

$$C_2 = \sqrt{2q\Delta H}, \text{ м/с}. \quad (7.12)$$

4. Производительность вентилятора

$$G = C_2 S \rho_{\text{возд}}, \text{ кг/с}, \quad (7.13)$$

где S – площадь проходного сечения аэродинамической трубы, м².

5. Полезная мощность и КПД вентилятора:

$$N_n = \sqrt{9,8 \cdot \Delta H \cdot G \cdot I \cdot V}, \text{ Вт}; \quad (7.14)$$

$$\eta = \frac{N_n}{N_3}. \quad (7.15)$$

6. Построить зависимость $N_3 = f(G)$, $\eta = f(G)$ и сделать вывод.

Результаты опытов и расчетов

№ п/п	S , м ²	I , А	U , В	Δh , мм	ΔH , м	C_2 , м/с	G , кг/с	N_3 , Вт	N_n , Вт	η
1										
2										
3										

Контрольные вопросы

1. Какие машины называются вентиляторами?
2. Принцип работы центробежных вентиляторов.
3. Уравнение баланса энергии для вентилятора.
4. Соотношение между основными параметрами лопастных машин при $n = \text{var}$.
5. Что такое полезная и затраченная мощность?
6. Как изображаются графически характеристики лопастных машин?
7. Как рассчитывается производительность и КПД вентилятора?
8. Как определить скорость воздуха на выходе из вентилятора и расход?

Лабораторная работа № 8

Исследование работы одноступенчатого компрессора

Цель работы: изучить конструкцию компрессорной установки с поршневым компрессором марки 1 ПБ-10 и определить зависимость индикаторного давления от мощности на валу компрессора.

Теоретическая часть

Компрессоры – это тепловые машины, предназначенные для получения сжатых газов. Индикаторная диаграмма рабочего цикла реального компрессора изображена на рис. 8.1.

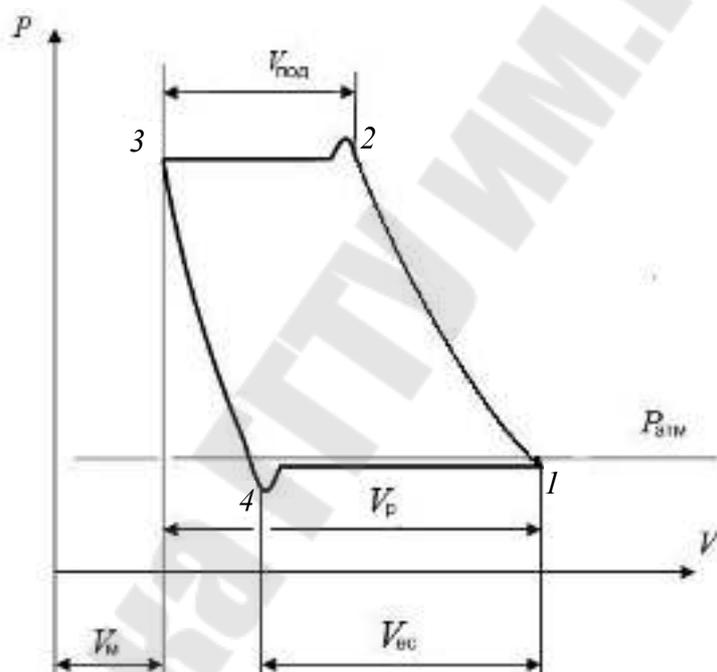


Рис. 8.1. Индикаторная диаграмма рабочего цикла реального компрессора

Так как в любом реальном компрессоре существует вредное пространство, то всасывание рабочего тела в цилиндр начинается в точке 4. Всасывание изобразится линией 4–1. Она представляет собой волнистую линию, имеющую резкое понижение в момент открытия всасывающего клапана. Последнее объясняется инерцией и прилипанием пластины или тарелки всасывающего клапана к седлу. непостоянство давления объясняется влиянием газового сопротивления всасывающего тракта и инерцией газовых масс, движущихся

в нем. Процесс сжатия 1–2 сопровождается теплообменом между рабочим телом и стенками цилиндра. 2–3 – линия нагнетания. Выступ в начале нагнетания обусловлен инерцией нагнетательного клапана. От точки 3 рабочее тело, оставшееся во вредном пространстве, расширяется – линия 3–4 и реальная индикаторная диаграмма компрессора замыкается.

Работа l_i , затрачиваемая внутри цилиндра реального компрессора на 1 кг рабочего тела, больше работы l , теоретически необходимой для получения 1 кг сжатого рабочего тела, т. к. имеются потери, обусловленные наличием вредного пространства, утечками рабочего тела и т. д.:

$$\eta_i = \frac{l}{l_i}, \quad (8.1)$$

где η_i – внутренний КПД компрессора.

Работа l_e на валу компрессора больше работы l_i вследствие наличия механических потерь при вращении вала в подшипниках, трения поршня о стенки цилиндра и др. Эти потери учитываются механическим КПД:

$$\eta_{\tau} = \frac{l_i}{l_e}. \quad (8.2)$$

Мощность N_i , затрачиваемая внутри цилиндра реального компрессора, определяется по формуле

$$N_i = \eta_{\tau} \cdot N_e, \quad (8.3)$$

где N_e – мощность на валу компрессора,

$$N_e = \frac{z \cdot l_i \cdot n}{60}, \quad (8.4)$$

где z – число цилиндров компрессора; n – число оборотов.

Обработка результатов опыта

1. Объем цилиндра

$$V_{\text{ц}} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} S, \text{ м}^3, \quad (8.5)$$

где D – диаметр цилиндра; S – ход поршня.

2. Индикаторная мощность

$$N_i = \eta_T \cdot N_e, \text{ кВт},$$

где η_T – механический КПД компрессора; $\eta_T = 0,85-0,95$; N_e – мощность на валу компрессора в данном замере.

3. Индикаторное давление

$$P_i = \frac{240 \cdot N_i}{2 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot n \cdot S}, \text{ кПа}.$$

4. Результаты расчета сведем в табл. 8.1.

Таблица 8.1

Результаты измерений

Номер опыта	Давление всасывания $P_{вс}$, кПа	Давление нагнетания $P_{н}$, кПа	ΔP , кПа	Мощность на валу компрессора N_e , кВт	Мощность, затрачиваемая внутри цилиндра N_i , кВт	Индикаторное давление P_i , кПа
1						
2						
3						
4						

Характеристика компрессора:

Ход поршня $S = 50$ мм.

Число цилиндров $z = 2$.

Диаметр цилиндров $D = 67,5$ мм.

Число оборотов $n = 2600 \frac{\text{об}}{\text{мин}} = 44 \frac{\text{об}}{\text{с}}$.

Номинальная мощность $N_{ном} = 4,8$ кВт.

5. По полученным результатам строится зависимость $P_i = f(N_e)$.

Контрольные вопросы

1. Теоретическая и действительная диаграммы поршневого компрессора.

2. «Мертвое» пространство поршневого компрессора. Объем «мертвого» пространства.

3. Мощность, КПД и подача поршневого компрессора.

4. Многоступенчатое сжатие в поршневом компрессоре.

5. Применение поршневых компрессоров.

Лабораторная работа № 9

Исследование работы двигателя внутреннего сгорания

Цель работы: исследование процессов, протекающих в цилиндре двигателя внутреннего сгорания (ДВС) с воспламенением от сжатия (дизеля). Определение характеристик термодинамического цикла.

Теоретическая часть

Все современные поршневые двигатели внутреннего сгорания разделяются на три группы: 1) с быстрым сгоранием топлива при постоянном объеме; 2) с постепенным сгоранием топлива при постоянном давлении; 3) со смешанным сгоранием топлива частично при постоянном объеме и частично при постоянном давлении.

При исследовании идеальных термодинамических циклов поршневых двигателей внутреннего сгорания обычно определяют количество подведенной и отведенной теплоты, основные параметры состояния рабочего тела в типичных точках цикла, причем температуры в промежуточных точках вычисляют как функции начальной температуры газа; вычисляют термический КПД цикла по основным характеристикам и производят анализ термического КПД.

Основными характеристиками или параметрами любого цикла двигателя внутреннего сгорания являются следующие безразмерные величины:

– $\varepsilon = \frac{V_1}{V_2}$ – *степень сжатия*, представляющая собой отношение

начального удельного объема рабочего тела к его удельному объему в конце сжатия;

– $\lambda = \frac{p_3}{p_2}$ – *степень повышения давления*, представляющая от-

ношение давлений в конце и в начале изохорного процесса подвода теплоты;

– $\rho = \frac{V_3}{V_2}$ – *степень предварительного расширения*, представ-

ляющая собой отношение объемов в конце и в начале изобарного процесса подвода теплоты.

Исследование работы реального поршневого двигателя целесообразно производить по диаграмме, в которой дается изменение дав-

ления в цилиндре в зависимости от положения поршня за весь цикл. Такую диаграмму, снятую с помощью специального прибора индикатора, называют *индикаторной диаграммой*.

Рассмотрим идеальный цикл двигателя с постепенным сгоранием топлива при постоянном давлении, т. е. цикл с подводом теплоты при постоянном давлении. На рис. 9.1 изображен этот цикл в $p\nu$ -диаграмме. Осуществляется он следующим образом. Газообразное рабочее тело (воздух) с начальными параметрами p_1 , ν_1 и T_1 сжимается по адиабате 1–2; затем телу по изобаре 2–3 сообщается некоторое количество теплоты q_1 . От точки 3 рабочее тело расширяется по адиабате 3–4. И наконец, по изохоре 4–1 рабочее тело возвращается в первоначальное состояние, при этом в теплоприемник отводится теплота q_2 .

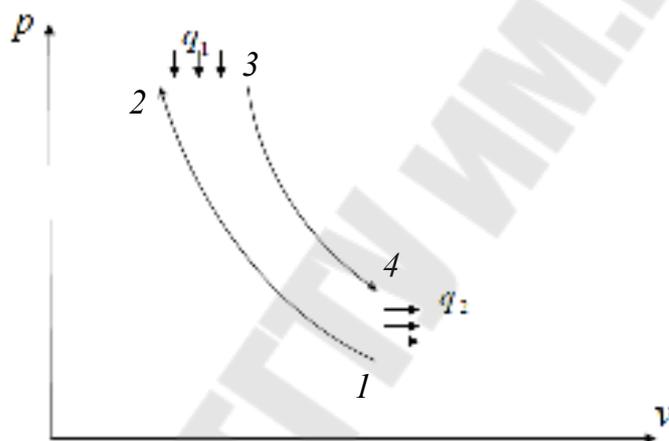


Рис. 9.1. Цикл Дизеля в $p\nu$ -диаграмме

Схема и описание лабораторной установки

Эксперимент проводится на установке (рис. 9.2), созданной на базе дизельного двигателя МД-6, имеющего следующие данные:

- число цилиндров – 1;
- число тактов – 4;
- номинальная мощность, кВт (л. с.), – 4,4 (6,0);
- частота вращения, 1/мин, – 3000;
- диаметр цилиндра, мм, – 80;
- ход поршня, мм, – 75;
- степень сжатия (геометрическая), ϵ , – 19,3;
- степень повышения давления, λ , – 1,5;
- двигатель имеет воздушное охлаждение.

Дизель *I* запускается с помощью шнура. В качестве нагружающего устройства использован генератор постоянного тока *2*.

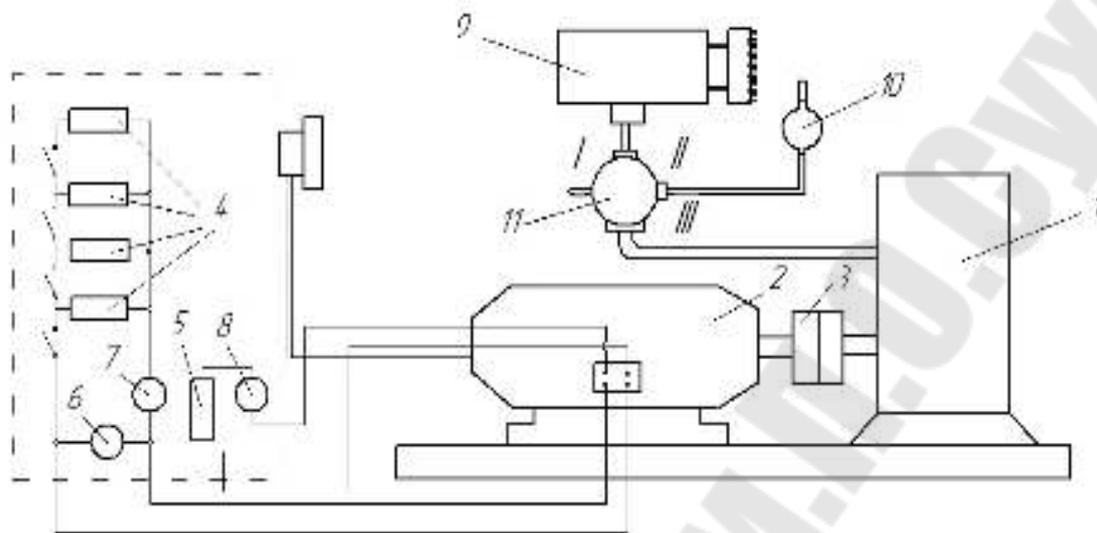


Рис. 9.2. Схема лабораторной установки

Электрическая мощность генератора регулируется включением в цепь якоря электрических нагревателей *4* и изменением тока в обмотке возбуждения при помощи реостата *5*. Напряжение и сила тока в цепи якоря измеряются вольтметром *6* и амперметром *7*, по показаниям которых определяется мощность генератора. Сила тока в обмотке возбуждения контролируется при помощи амперметра *8*.

Топливо поступает к двигателю из топливного бака *9*, снабженного указателем уровня. Расход топлива двигателя во время опыта измеряется при помощи стеклянного объемного измерителя *10*. Режимы работы топливной системы регулируются переключением трехходового крана *11*. Положение *I* – топливо поступает из бака к двигателю; *II* – топливо поступает к двигателю и одновременно заполняет измеритель; *III* – топливо поступает к двигателю только из измерителя. Температура выпускных газов измеряется с помощью термопары, установленной на выхлопном тракте двигателя. Давление окружающей среды измеряется барометром.

Порядок выполнения работы

Измерения проводятся при установившемся режиме работы двигателя, задаваемом внешней нагрузкой и частотой вращения n (1/мин) вала двигателя.

Перед началом испытания двигатель прогревается в течение 10–15 мин на холостом ходу, а затем постепенно нагружается до рабочей нагрузки. Тепловой режим двигателя в процессе эксперимента должен быть стационарным. Основным внешним признаком того, что двигатель вышел на установившийся рабочий режим, является неизменность во времени температуры выпускных газов.

В опыте одновременно измеряются следующие параметры, записываемые в журнал наблюдений по форме табл. 9.1.

Таблица 9.1

Результаты измерений

№ п/п	Частота вращения двигателя, n , 1/мин	Сила тока, I , А	Напряжение, V , В	Расход топлива, B , кг/с	Барометрическое давление, P_0 , кПа	Температура поступающего воздуха, t_1 , °С	Температура выпускных газов, $t_{в.г.}$, °С

Обработка результатов измерений

Определение характеристик двигателей и топлива

1. Объем цилиндра (л), описываемый поршнем (рабочий объем цилиндра), подсчитывается по формуле

$$V_h = \frac{1}{4} \pi \cdot D^2 \cdot S \cdot 10^{-6}, \quad (9.1)$$

где D и S – диаметр цилиндра и ход поршня, мм.

2. Объем камеры сжатия (положение поршня в верхней мертвой точке)

$$V_c = V_2 = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}. \quad (9.2)$$

Объем цилиндра в нижней мертвой точке (V_1)

$$V_1 = V_2 + V_h \quad \text{или} \quad V_1 = \varepsilon \cdot V_2. \quad (9.3)$$

В тепловом расчете двигателя внутреннего сгорания обычно используют низшую теплоту сгорания топлива Q_H (кДж/кг). Последняя может быть подсчитана по формуле Менделеева:

$$Q_H = 4,19 [81 \cdot C + 300 \cdot H - 26(O - S) - 6(9 \cdot H + W)]. \quad (9.4)$$

В этой формуле химические элементы С, Н, О, S и влага W, входящие в топливо, выражены в %. Среднему элементарному массовому

составу топлива соответствуют значения $C = 86 \%$; $H = 13 \%$; $O = 1 \%$, а содержанием серы S и влаги W в дизельных топливах обычно пренебрегают.

Мощность подведенной теплоты Q_1 (кВт) отсчитывается по низшей теплотворной способности и массовому расходу топлива:

$$Q_1 = B \cdot Q_H. \quad (9.5)$$

Определение характеристик термодинамического цикла

1. Давление и температура воздуха в конце адиабатного сжатия подсчитываются по уравнению адиабаты:

$$P_2 = P_1 \cdot \varepsilon^k; \quad (9.6)$$

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1}, \quad (9.7)$$

где $k = 1,4$ – показатель адиабаты; P_1 и T_1 – давление и температура воздуха в начале сжатия в цилиндрах, причем $P_1 = P_0$.

Максимальное давление цикла P_3 и температура в конце изохорного подвода теплоты

$$T_3 = T_2 \cdot \frac{P_3}{P_2} = T_2 \cdot \lambda \quad \text{и}$$

$$P_3 = P_2 \cdot \lambda. \quad (9.8)$$

Теплота подводится к рабочему телу в процессах 2–3 ($V = \text{const}$) и 3–4 ($P = \text{const}$). В соответствии с первым законом термодинамики мощность (кВт) подведенной теплоты

$$Q_1 = M[(u_3 - u_2) + (h_4 - h_3)], \quad (9.9)$$

где $M = \frac{P_1 \cdot V_1 \cdot n \cdot i}{60 \cdot R \cdot T_1}$ – массовый расход рабочего тела (кг/с), участвующе-

го в термодинамическом цикле; n – частота вращения вала на исследуемом режиме, 1/мин; i – число цилиндров; R – газовая постоянная рабочего тела, кДж/кг · К; u_2 , u_3 , h_3 , h_4 – удельные значения внутренней энергии и энтальпии рабочего тела, кДж/кг.

Так как для идеального газа $u = c_v \cdot T$ и $h = c_p \cdot T$, то в соответствии с уравнением (9.8) температура рабочего тела (К) в конце изобарного подвода теплоты

$$T_4 = \frac{T_3 \left[\frac{Q_1}{M} - c_v (T_3 - T_2) \right]}{c_p}. \quad (9.10)$$

Термический КПД η_t подсчитывается по формуле

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_{5-1}}{Q_{2-3} + Q_{3-4}} = \frac{1 - (\lambda^k \cdot \rho - 1)}{\left\{ \varepsilon_d^{k-1} \cdot [\lambda - 1 + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)] \right\}}, \quad (9.11)$$

где Q_{5-1} – количество теплоты, переданное в окружающую среду; ρ – степень предварительного расширения, $\rho = \frac{V_4}{V_3}$; λ – степень повышения давления, $\lambda = \frac{P_3}{P_2}$.

Контрольные вопросы

1. На какие группы делятся поршневые двигатели внутреннего сгорания?
2. Дать определение основным характеристикам циклов.
3. Как осуществить рабочий процесс в ДВС с быстрым сгоранием топлива при $V = \text{const}$; какое топливо применяют; почему нельзя применять высокие степени сжатия?
4. Как осуществить рабочий процесс в ДВС с постепенным сгоранием топлива при $P = \text{const}$ и какие способы подачи топлива применяют?
5. Дать описание идеального цикла ДВС со смешанным подводом теплоты.
6. Физический смысл индикаторного давления.

Лабораторная работа № 10

Исследование цикла парокомпрессионной холодильной машины

Цель работы: проведение испытаний фреоновой ПКХМ. Исследование цикла этой машины. Определение ее холодопроизводительности и холодильного коэффициента.

Теоретическая часть

Используя насыщенный пар какого-либо низкокипящего рабочего вещества, принципиально можно осуществить холодильную машину, работающую по обратному циклу Карно. Однако трудности, возникающие при практическом выполнении такой машины (низкий внутренний КПД компрессора, сжимающего влажный пар, необходимость расширительного цилиндра, работающего на насыщенной жидкости), привели к отказу от применения такого цикла, и в действительности, ПКХМ работают по особому циклу, отличному от цикла Карно.

Теоретический цикл ПКХМ изображается на Ts - и $lgph$ -диаграммах (рис. 10.1) контуром $12344'5$. Он состоит из следующих процессов: $1-2$ – процесс адиабатного сжатия холодильного агента в компрессоре до давления соответствующего температуре конденсации t_k , при которой возможен отвод тепла в окружающую среду; $2-4'$ – отвод теплоты от рабочего тела в окружающую среду в конденсаторе, вследствие чего происходит охлаждение пара ($2-3$); $3-4$ – его конденсация и $4-4'$ – охлаждение жидкости ниже температуры конденсаций; $4'-5$ – процесс адиабатного дросселирования охлажденной жидкости в дроссельном вентиле и, наконец, $5-1$ – процесс подвода теплоты от охлаждаемого объекта к холодильному агенту в испарителе. В испарителе жидкость кипит при температуре, определяемой давлением насыщенного пара, и полученный пар слегка перегревается перед тем как поступить в компрессор.

Для рассматриваемого цикла удельная холодопроизводительность, т. е. количество теплоты, отводимой от охлаждаемого помещения 1 кг рабочего тела, равно

$$q_0 = h_1 - h_5. \quad (10.1)$$

Так как работа, затрачиваемая компрессором,

$$l_k = h_2 - h_1, \quad (10.2)$$

то холодильный коэффициент цикла равен

$$\varepsilon_T = \frac{q_0}{l_T} = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1}. \quad (10.3)$$

Рассмотрим некоторые особенности цикла, изображенного на рис. 10.1. В этом цикле компрессор всасывает перегретый пар холодильного агента, или, как говорят, осуществляет сухой ход. С чисто термодинамической точки зрения переход от сжатия влажного пара к сжатию сухого насыщенного, а тем более перегретого пара невыгоден, так как в этом случае работа компрессора при тех же величинах давления и возрастает и, несмотря на некоторое увеличение удельной холодопроизводительности, холодильный коэффициент цикла уменьшается. Однако, если компрессор работает с влажным ходом (засасывает влажный пар), то во вредном пространстве остаются капельки жидкости. При обратном ходе поршня эти капельки испаряются, образовавшийся пар заменяет некоторую часть объема цилиндра и соответственно уменьшается количество засасываемого вновь пара. Следовательно, работа компрессора с влажным ходом приводит к понижению его объемного коэффициента. Это понижение еще более усугубляется интенсивным по сравнению с перегретым паром теплообменом влажного пара со стенками цилиндра. В результате уменьшения коэффициента подачи возрастает действительная работа, затрачиваемая на привод компрессора, и, соответственно, уменьшается холодильный коэффициент. Таким образом, при работе компрессора с сухим ходом действительный холодильный коэффициент цикла оказывается больше, чем при работе с влажным ходом.

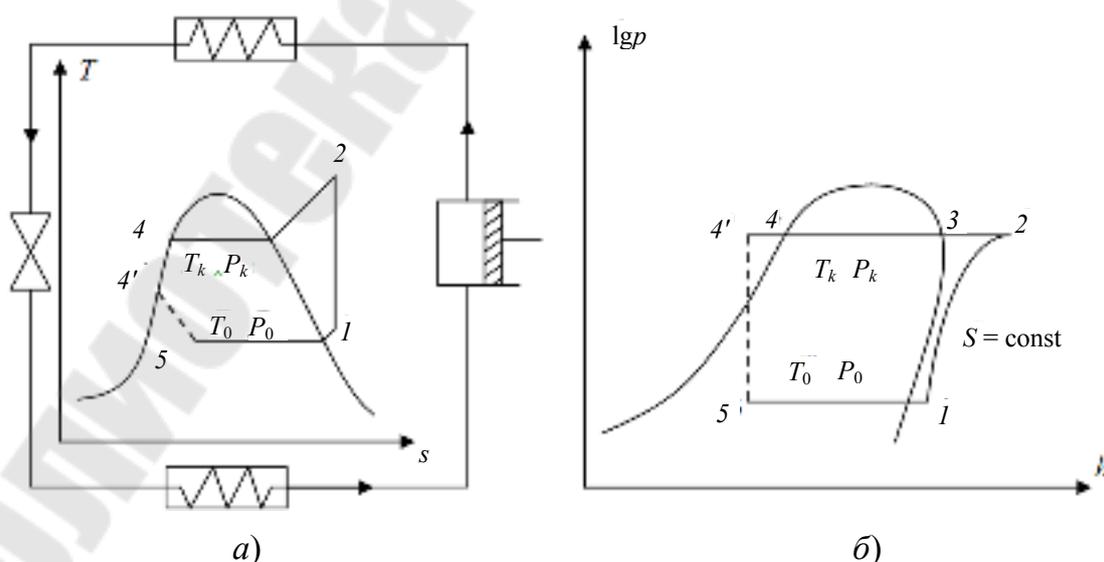


Рис. 10.1. Цикл парокомпрессионной холодильной машины:
а – на Ts -диаграмме; б – на $lgph$ -диаграмме

Особенностью рассматриваемого цикла ПКХМ является также применение охлаждения рабочего тела после конденсации (процесс 44' на рис. 10.1). Такое понижение температуры холодильного агента перед дроссель-вентилем приводит к повышению удельной холодопроизводительности (ибо $h_{4'} < h_4$), а т. к. работа компрессора остается неизменной, то холодильный коэффициент цикла увеличивается.

Для реальной ПКХМ действительная холодопроизводительность может быть вычислена как

$$Q_0 = \frac{V_h \cdot \lambda}{v_1} (h_1 - h_5), \quad (10.4)$$

где V_h – часовой объем, описываемый поршнем компрессора, м³/ч; λ – коэффициент производительности (подачи) компрессора; v_1 – удельный объем холодильного агента, всасываемого в компрессор, м³/кг.

Используя часто применяемую в практике величину объемной холодопроизводительности холодильного агента

$$q_v = \frac{h_1 - h_5}{v_1}, \quad (10.5)$$

выражение (10.4) можно переписать:

$$Q_0 = V_h \cdot \lambda \cdot q_v. \quad (10.6)$$

Холодопроизводительность одной и той же машины будет различной при разных температурных режимах ее работы, т. к. при постоянном числе оборотов компрессора величина V_h остается неизменной, а λ и q_v изменяются в зависимости от температур испарения и конденсации холодильного агента. Поэтому для целей классификации и сравнения холодильных машин указывают их стандартную холодопроизводительность, измеренную в определенных условиях работы, называемых стандартными. При стандартных условиях работы температуры холодильного агента составляют:

- температура кипения – -15 °С;
- температура конденсации – 30 °С;
- температура перед дроссельным вентилем – 25 °С.

Если при исследовании холодильной машины определена холодопроизводительность ее Q_0 в некотором температурном режиме, то стандартная холодопроизводительность $Q_0^{\text{ст}}$ может быть рассчитана.

Так как величина V_h для одного и того же компрессора при определенном числе оборотов является постоянной при любых режимах, то из (10.6) следует:

$$\frac{Q_0}{\lambda \cdot q_v} = \frac{Q_0^{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}} \cdot q_v^{\text{ст}}} = \text{const};$$
$$Q_0^{\text{ст}} = Q_0 \frac{\lambda_{\text{ст}}}{\lambda} \frac{q_v^{\text{ст}}}{q_v}. \quad (10.7)$$

В качестве холодильного агента в исследуемой ПКХМ используется фреон-22, получивший широкое распространение в холодильной технике.

Схема и описание лабораторной установки

Исследование цикла паровой холодильной машины проводится на экспериментальной установке, созданной на основе фреоновой компрессионной холодильной машины. Схема экспериментальной установки показана на рис. 10.2. Двухцилиндровый компрессор засасывает пар фреона из испарителя, сжимает его и подает в конденсатор. Давление фреона во всасывающей линии компрессора измеряется трубчатым мановакуумметром, а в нагнетательной линии – трубчатым манометром. Температура пара после компрессора измеряется ртутным термометром, помещенным в заполненную маслом гильзу. Конденсатор установки выполнен в виде пучка оребренных труб. Для охлаждения конденсатора используется вода. Попадая в конденсатор, пары фреона конденсируются, и охлажденная жидкость собирается в ресивере, где всегда есть некоторый запас фреона. Из ресивера через фильтр жидкий фреон подается к дроссельному регулируемому вентилю. Температура жидкости перед дроссельным вентилем измеряется ртутным термометром, находящимся в гильзе, омываемой потоком жидкости. Проходя через малое отверстие регулирующего вентиля, фреон дросселируется, давление и температура его резко понижаются, а образовавшийся при этом влажный пар поступает в испаритель. Так как температура холодильного агента в испарителе значительно ниже температуры охлаждаемого объекта, то через стенки труб испарителя к фреону передается теплота. Вследствие подвода теплоты фреон полностью испаряется и несколько (на 10–15 °С) перегревается. Для измерения температуры холодильного агента до и после испарителя используются ртутные термометры. Из испарителя по теплоизолированной трубке пар отсасыва-

ется компрессором. Правильное заполнение испарителя холодильным агентом обеспечивается изменением проходного сечения регулирующего вентиля, что проходит автоматически в зависимости от величины перегрева паров.

Компрессор установки имеет следующие технические данные:

- число цилиндров – 2;
- диаметр поршня – 67,5 мм;
- ход поршня – 50 мм;
- частота вращения коленчатого вала – 1420 об/мин.

Вал компрессора приводится во вращение трехфазным электродвигателем переменного тока через ременную передачу. Мощность, потребляемая электродвигателем, во время опыта измеряется при помощи ваттметра трехфазного тока. Компрессор имеет регулятор давления, поддерживающий давление во всасывающей линии на заданном уровне, и выключающий компрессор – в случае чрезмерного повышения давления в нагнетательной линии.

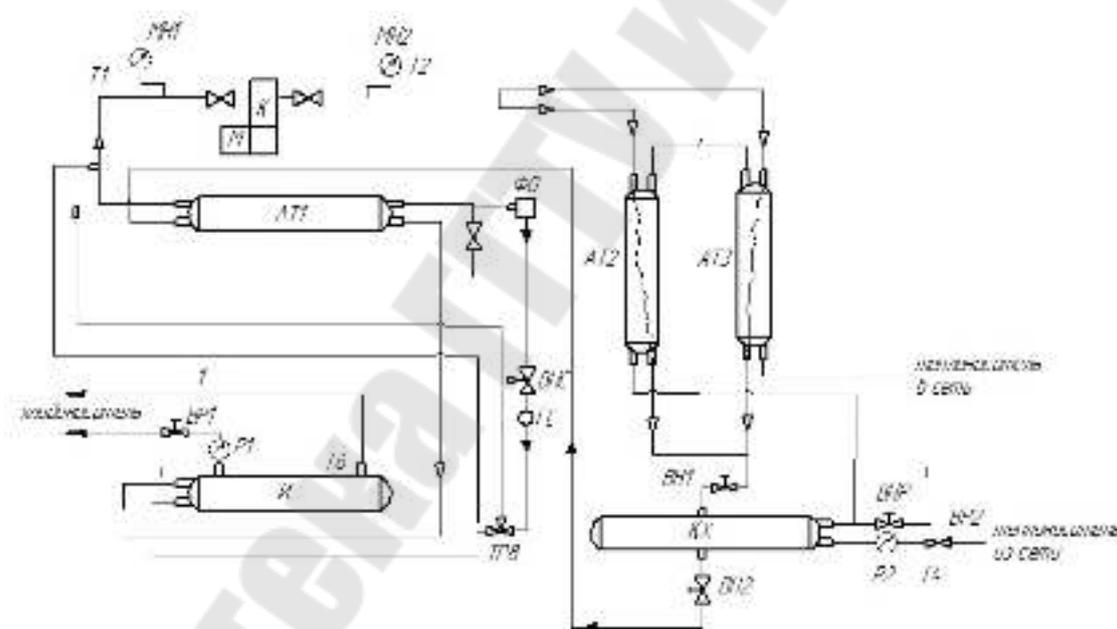


Рис. 10.2. Схема экспериментальной установки для исследования работы холодильной машины

Порядок выполнения работы и обработка результатов

Ознакомившись с расположением приборов на стенде, включить электродвигатель компрессора и по показаниям наблюдать достижение установившегося режима работы машины. Опыт можно начинать

после того, как давление и температура холодильного агента после компрессора будут в течение 8–10 мин оставаться постоянными.

В течение опыта через равные промежутки времени (3–4 мин) вести запись показаний всех приборов, измеряющих температуру и давление холодильного агента и показаний ваттметра, измеряющего мощность электродвигателя. Длительность опыта 18–20 мин. По окончании опыта выключить электродвигатель и посчитать средние значения измеряемых величин.

По результатам опыта построить цикл холодильной машины в $\lg p-h$ -диаграмме (рис. 10.3). Используя эту диаграмму, следует по (10.1) рассчитать величину удельной холодопроизводительности q_0 и по (10.5) – величину объемной холодопроизводительности холодильного агента q_v . Действительная холодопроизводительность машины Q_0 вычисляется по (10.6). При этом величина коэффициента производительности компрессора λ может быть принята по данным рис. 10.4, а часовой объем, описываемый поршнями компрессора, рассчитан на основании технических данных компрессора как

$$V_h = 30 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot S \cdot n, \quad (10.8)$$

где D – диаметр поршня, м; S – ход поршня, м; n – частота вращения вала компрессора, об/мин.

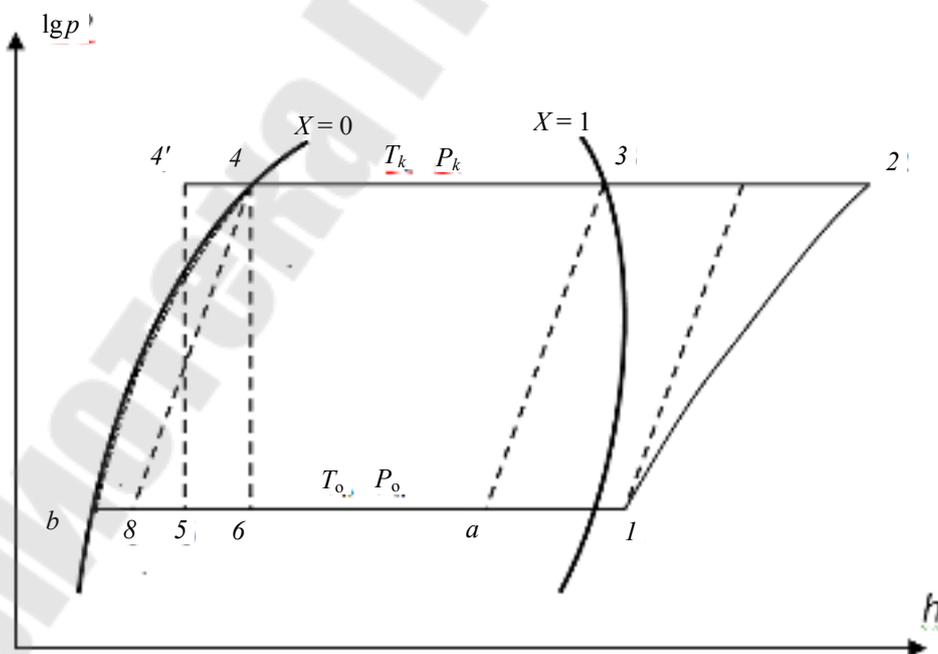


Рис. 10.3. Цикл холодильной машины

После того как определена действительная холодопроизводительность, стандартная холодопроизводительность машины $Q_0^{ст}$ рассчитывается по (10.7), в котором величина $q_v^{ст}$ определяется по $lgph$ -диаграмме, а коэффициент производительности компрессора в стандартных условиях λ принимается по данным рис. 10.4.

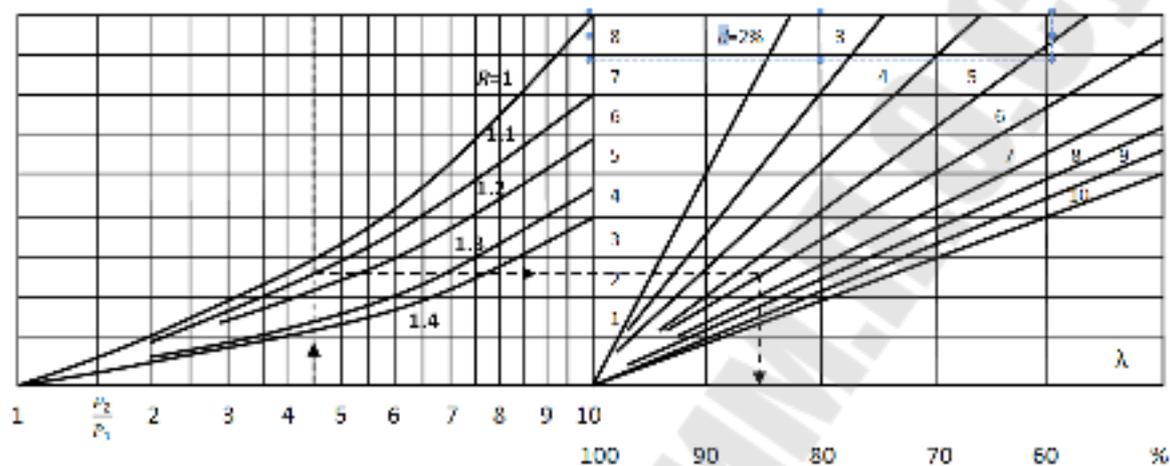


Рис. 10.4. Коэффициент подачи компрессора холодильной машины

Работа, затрачиваемая в данном цикле на сжатие 1 кг холодильного агента, подсчитывается по $lgph$ -диаграмме:

$$l_k = h_2 - h_1. \quad (10.9)$$

Однако это выражение не учитывает механические потери в компрессоре и потери в электродвигателе. Полная затрата работы в холодильной машине, отнесенная к 1 кг холодильного агента, может быть определена по результатам опыта:

$$l_d = \frac{3600 \cdot N}{m}, \quad (10.10)$$

где N – мощность, потребляемая электродвигателем компрессора во время опыта; берется по показаниям ваттметра, кВт; m – массовый расход холодильного агента, кг/ч, рассчитывается по формуле

$$m = \frac{V_h \cdot \lambda}{v_1}. \quad (10.11)$$

Необходимо определить количество теплоты, отдаваемой холодильным агентом в окружающую среду в конденсаторе:

$$q_c = h_2 - h'_4. \quad (10.12)$$

Проверить, сводится ли энергетический баланс цикла:

$$q_c = q_0 + l_k. \quad (10.13)$$

Полученные в опыте результаты позволяют определить эффективность работы машины. В качестве характеристик эффективности работы машины вычислить холодильный коэффициент цикла по (10.3) и эффективный холодильный коэффициент:

$$\varepsilon_{\text{э}} = \frac{q_0}{l_{\text{д}}}. \quad (10.14)$$

Для оценки термодинамического совершенства цикла исследуемой холодильной машины в $\lg p h$ -диаграмме вместе с этим циклом построить обратный цикл Карно, осуществляемый в интервале от температуры испарения холодильного агента в испарителе t_0 до температуры его конденсации t_k (цикл $a34ba$ на рис. 10.3). Для этого цикла вычислить величину холодопроизводительности и холодильного коэффициента:

$$\varepsilon_k = \frac{T_0}{T_k - T_0}, \quad (10.15)$$

и сравнить их с величинами, полученными для исследуемой холодильной машины.

На примере исследуемой машины можно наглядно показать преимущества, обусловленные понижением температуры холодильного агента перед дроссельным вентилем ниже температуры конденсации. Цикл без охлаждения жидкости перед дроссельным вентилем изображается на $\lg p h$ -диаграмме контуром 123461 . Используя диаграмму, можно подсчитать для этого цикла величины холодопроизводительности q'_0 и холодильного коэффициента ε'_T :

$$q'_0 = h_1 - h_6; \quad (10.16)$$

$$\varepsilon'_T = \frac{h_1 - h_6}{h_2 - h_1}. \quad (10.17)$$

Также нужно определить их уменьшение по сравнению с величинами, полученными для цикла исследуемой холодильной машины.

Контрольные вопросы

1. Назовите самые распространенные хладагенты.
2. Что такое холодильный коэффициент?
3. Изобразите рабочий процесс ПКХМ в $lg\,ph$ -диаграмме.
4. Изобразите рабочий процесс ПКХМ в Ts -диаграмме.
5. Как изменяется холодопроизводительность холодильной установки с изменением температуры конденсации и температуры испарения холодильного агента?
6. Какое назначение имеет охладитель жидкого хладагента и отделитель жидкости?
7. Какой цикл паровой холодильной машины более экономичен при одинаковых значениях параметров холодильного агента (перед расширением): с дроссельным вентилем или детандером. Какой тип расширения более прост в конструктивном исполнении?
8. Перечислите основные требования к схемам холодильных установок.
9. Какие последствия вызывает наличие воды в системах хладагента?

Литература

1. Нащокин, В. В. Техническая термодинамика и теплопередача / В. В. Нащокин. – М. : Высш. шк., 1975. – 600 с.
2. Зубарев, В. Н. Практикум по технической термодинамике / В. Н. Зубарев, А. А. Александров. – М. : Энергия, 1971. – 352 с.
3. Лабораторный практикум по термодинамике и теплопередаче / В. Н. Афанасьев [и др.]. – М. : Высш. шк., 1988. – 215 с.
4. Вукалович, М. Н. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара / М. Н. Вукалович. – М. : Энергия, 1968. – 400 с.
5. Ривкин, С. Л. Термодинамические свойства газов / С. Л. Ривкин. – М. : Энергия, 1973. – 288 с.

Содержание

<i>Лабораторная работа № 1. Методы измерения давления и температуры.....</i>	<i>3</i>
<i>Лабораторная работа № 2. Определение изобарной теплоемкости газов.....</i>	<i>6</i>
<i>Лабораторная работа № 3. Исследование кривой упругости водяного пара при малых давлениях</i>	<i>13</i>
<i>Лабораторная работа № 4. Определение зависимости температуры насыщенного пара от давления. Определение удельной теплоты парообразования</i>	<i>21</i>
<i>Лабораторная работа № 5. Исследование процесса истечения воздуха через суживающее сопло</i>	<i>26</i>
<i>Лабораторная работа № 6. Исследование процессов влажного воздуха.....</i>	<i>35</i>
<i>Лабораторная работа № 7. Определение производительности, мощности и КПД центробежного вентилятора</i>	<i>44</i>
<i>Лабораторная работа № 8. Исследование работы одноступенчатого компрессора.....</i>	<i>49</i>
<i>Лабораторная работа № 9. Исследование работы двигателя внутреннего сгорания</i>	<i>52</i>
<i>Лабораторная работа № 10. Исследование цикла пароконденсационной холодильной машины</i>	<i>58</i>
<i>Литература</i>	<i>67</i>

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

Овсянник Анатолий Васильевич
Новиков Михаил Николаевич
Волкова Екатерина Николаевна

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА

Лабораторный практикум
по одноименному курсу для студентов
специальностей 1-43 01 05 «Промышленная
теплоэнергетика» и 1-43 01 07 «Техническая
эксплуатация энергооборудования организаций»
дневной и заочной форм обучения

Электронный аналог печатного издания

Редактор *А. Д. Федорова*
Компьютерная верстка *Н. Б. Козловская*

Подписано в печать 28.11.11.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».

Ризография. Усл. печ. л. 4,18. Уч.-изд. л. 4,4.

Изд. № 45.

E-mail: ic@gstu.by

<http://www.gstu.by>

Издатель и полиграфическое исполнение:
Издательский центр учреждения образования
«Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого».

ЛИ № 02330/0549424 от 08.04.2009 г.

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48