

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ  
«БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**КАФЕДРА ТЕПЛОГАЗОСНАБЖЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ  
к лабораторным работам по дисциплине**

# **«Вентиляция»**

*для студентов специальности*

*7-07-0732-02 Инженерные сети, оборудование зданий и сооружений*

**Профилизация:**

**Теплогазоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна  
всех форм обучения,**

**слушателей ИПКиП специальности**

**9-09-0732-03 Теплогазоснабжение, вентиляция**

**и охрана воздушного бассейна**

Брест 2024

УДК 697.911 (075.8)

Настоящие методические указания для выполнения лабораторных работ по дисциплине «Вентиляция» составлены в соответствии с программой курса «Вентиляция» — для студентов специальности 7-07-0732-02 Инженерные сети, оборудование зданий и сооружений, профилизация: «Теплогазоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна» всех форм обучения, слушателей ИПКиП специальности 9-09-0732-03 «Теплогазоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна».

В методических указаниях изложена методика выполнения лабораторных работ, приведены схемы лабораторных установок, контрольные задания и вопросы.

Составители: С. Р. Сальникова, старший преподаватель,  
Е. В. Ключева, старший преподаватель,  
Н. Н. Шпендик, доцент,  
П. Ф. Янчилин, старший преподаватель

Рецензент: Ю. Н. Новик, эксперт отдела экспертизы инженерного обеспечения управления экспертизы проектно-сметной документации дочернего республиканского унитарного предприятия «Госстройэкспертиза по Брестской области»

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Лабораторная работа № 1 Исследование работы естественной вытяжной системы вентиляции .....	4
Лабораторная работа № 2 Исследование всасывающего факела, образующегося в торце всасывающего воздуховода .....	7
Лабораторная работа № 3 Аэродинамическое исследование матерчатых фильтров.....	10
Лабораторная работа № 4 Определение коэффициентов трения воздуховодов в системах вентиляции .....	14
Лабораторная работа № 5 Изучение работы приточной вентиляционной камеры АКЭ-3-3 .....	19
Лабораторная работа № 6 Изучение и испытание агрегата вентиляционного теплоутилизационного АВТУ-300 .....	24
Лабораторная работа № 7 Испытание вентиляционных систем и составление паспортов вентиляционных установок .....	32
Приложение Паспорт вентиляционной системы (системы кондиционирования воздуха).....	37

# Лабораторная работа № 1

## Исследование работы естественной вытяжной системы вентиляции

**1. Цель работы:** ознакомление с принципом работы канальной вытяжной вентиляционной системы и ее исследование в заданных режимах тепловыделения и открытия приточного отверстия.

### 2. Основы теории

Канальная естественная система вытяжной вентиляции позволяет осуществлять воздухообмен в помещении. Она состоит из вертикальных внутренних или приставных каналов с отверстиями, обращенными вовнутрь помещений и закрытыми жалюзийными решетками, сборных горизонтальных воздуховодов и вытяжной шахты. Перемещение воздуха по вентиляционной системе происходит благодаря естественному давлению, возникающему за счет разности плотностей наружного холодного и внутреннего теплого воздуха. Величина естественного давления определяется по формуле:

$$\Delta P_e = h \cdot g \cdot (\rho_n - \rho_v), \text{ Па} \quad (1)$$

где  $h$  – высота воздушного столба, принимаемая от середины вытяжного отверстия до устья вытяжной шахты, м;

$\rho_n$  – плотность наружного воздуха (в расчетах принимается плотность воздуха лаборатории),  $\text{кг/м}^3$ ;

$\rho_v$  – плотность внутреннего воздуха вентилируемого помещения,  $\text{кг/м}^3$ .

Естественное давление  $\Delta P_e$  затрачивается на преодоление сопротивления трения и местных сопротивлений, возникающих при движении воздуха в системе. Сопротивление трению воздуха о стенки канала (или потери на трение):

$$P_T = \sum \left( \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot h \right), \text{ Па} \quad (2)$$

Потери давления на местные сопротивления:

$$Z = \sum \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho, \text{ Па} \quad (3)$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения (для стальных труб  $\lambda = 0,01$ );

$d$  – диаметр канала (воздуховода),  $d_{\text{канала}} = 0,1$  м;

$w$  – скорость движения воздуха, м/с;

$\rho$  – плотность движущегося воздуха,  $\text{кг/м}^3$ ;

$\sum \xi$  – сумма коэффициентов местных сопротивлений в данном канале;

$h$  – длина (высота) вентиляционного канала ( $h = 1,92$  м).

Для нормальной работы естественной канальной системы вентиляции необходимо, чтобы суммарные потери давления на трение и местные сопротивления во всей расчетной ветви системы были не более располагаемого давления:

$$\Sigma(P_T + Z) \leq \Delta P_e \quad (4)$$

### 3. Опытная установка и методика проведения опыта

Экспериментальная установка (рис.1.1) представляет собой модель одноэтажного жилого дома с вытяжной естественной канальной системой вентиляции. Теплый воздух удаляется по горизонтальному воздуховоду **1** с вертикальным входом (начало расчетного участка №1) и вытяжной шахте **2** с выходом из шахты **3** (конец расчетного участка №2). Расчет вентиляционной системы производим через вентиляционный канал **1** (участок №1, №2). Подогрев воздуха внутри до температуры  $t_v$  обеспечивается электронагревателем **5** и регулируется лабораторным трансформатором **6**. Температуры воздуха  $t_v$  и  $t_n$  определяются термометрами **7** и **8**.

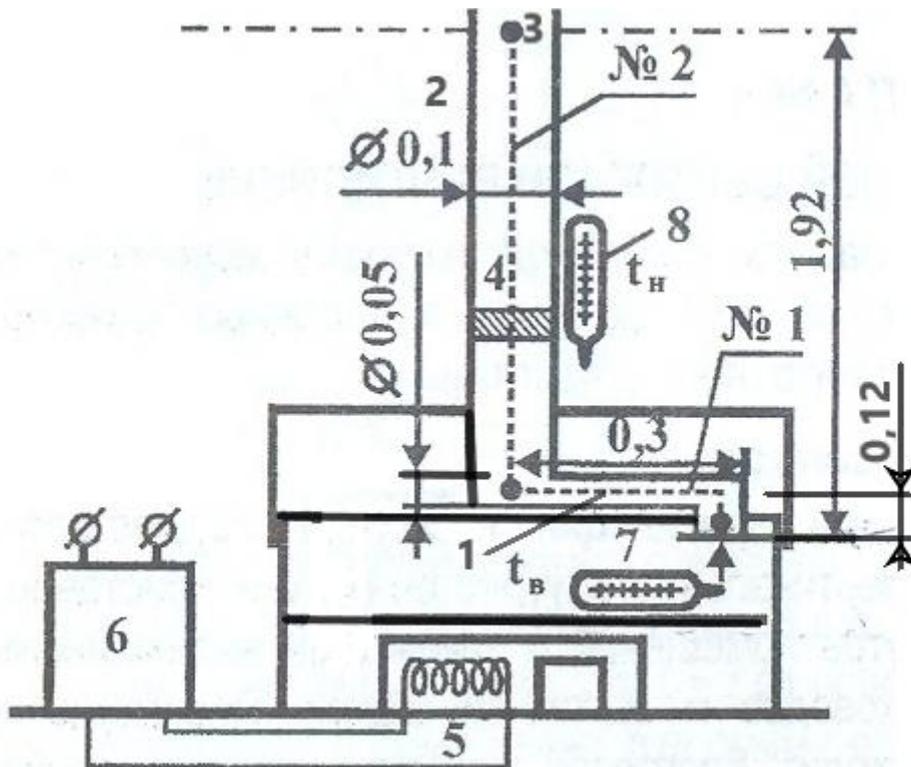


Рис. 1.1 Опытная установка

В процессе выполнения работы следует экспериментально определить скорость движущегося воздуха на расчетных участках вентиляционной сети, температуру воздуха внутри дома  $t_v$  и вне его  $t_n$ . Скорость движения воздуха измеряется термоанемометром testo-410i (или дифференциальным манометром ДМЦ-01) в специальном отверстии **4**. Горизонтальный участок №1, вертикальный участок №2.

По заданию преподавателя установить напряжение на нагревателе **5** при помощи автотрансформатора **6**. При установившемся тепловом режиме измерить температуры  $t_v$  и  $t_n$ , определить скорость движения воздуха в шахте ( $w_2$  – участок №2). На участке №1 скорость движения воздуха в горизонтальном канале сети при подобранном соотношении диаметров вентиляционной шахты и вентиляционного канала вдвое больше, чем в шахте.

Результаты измерений заносятся в таблицу 1.  
Плотность для температур определяется по формуле:

$$\rho = \frac{353}{(273+t)}, \text{ кг/м}^3 \quad (5)$$

Коэффициенты местных сопротивлений  $\xi$  в вентиляционной системе следует принять по табл. 2.

Коэффициент гидравлического сопротивления трения для стальных труб  $\lambda=0,01/$

Диаметр горизонтального вентиляционного канала  $d_{\text{канала}}=0,05\text{м}$ .

Диаметр вентиляционной шахты  $d_{\text{шахты}}=0,1\text{м}$

Расчетная высота  $h=1,92$  м (от точки входа в вентиляционный канал до выхода из вентиляционной шахты).

Таблица 1

Температура воздуха		Плотность		Естественное давление $\Delta P_e$ , Па	№ участка	Скорость движения воздуха на участке, $w$ , м/с	Потери давления			
внутри помещения $t_{в}$ , °С	наружного (в лаборатории) $t_{н}$ , °С	теплого воздуха $\rho_{в}$ , кг/м <sup>3</sup>	наружного воздуха $\rho_{н}$ , кг/м <sup>3</sup>				на трение, $P_r$ , Па	Сумма коэффициентов местного сопротивления	на местные сопротивления $Z$ , Па	Суммарные $\Sigma(P_r + Z)$ , Па
					1					
					2					
									$\Sigma$	

Таблица 2

Коэффициенты местных сопротивлений в вентиляционной системе	$\xi$
Вход с поворотом	$\xi_1=0,5$
Колено под углом 90°	$\xi_2=1,1$
Тройник поворот	$\xi_3=0,6$
Выход из вентиляционной шахты	$\xi_4=0,6$
Анемометр	$\xi_5=3,5$
Вход в помещение	$\xi_6=50$

#### 4. Контрольные вопросы

1. Дайте определение естественной канальной системы вентиляции.
2. Как найти действующее гравитационное давление в системе вентиляции?
3. От каких факторов зависит работа естественной канальной системы вентиляции?
4. Необходимое условие для нормальной работы естественной вентиляции?
5. Почему вертикальные вентиляционные каналы нельзя прокладывать в наружных стенах?

## Лабораторная работа № 2 Исследование всасывающего факела, образующегося в торце всасывающего воздуховода

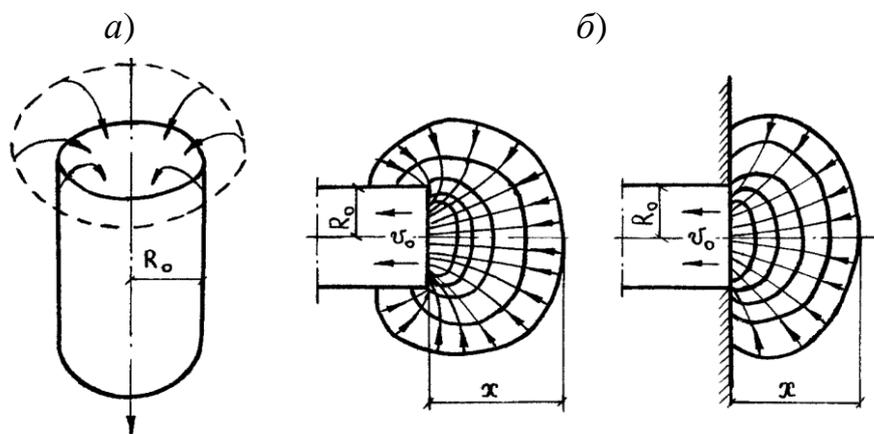
**1. Цель работы:** Исследование всасывающего факела, образующегося в торце всасывающего воздуховода.

### 2. Основы теории

Устройства воздухоудаления представляют собой приемные отверстия вытяжного и рециркуляционного воздуха, оборудованные решетками и перфорированными панелями. К вытяжному отверстию воздух движется со всех сторон в пределах всасывающего факела, имеющего весьма ограниченные размеры активного действия (рис. 2.1). Закономерности образования всасывающих факелов используются при расчете местной вытяжной вентиляции в производственных условиях.

Движение воздуха у нагнетательного отверстия распространяется в виде струи на значительное расстояние, а у всасывающего отверстия зона движения воздуха очень мала. При всасывании в устройство воздухоудаления воздух поступает со всех сторон. На рис. 2.1 показаны линии равных скоростей и линии токов для всасывающего отверстия. Закономерности течения воздуха в этом случае зависят от формы отверстия: у круглого отверстия уже на расстоянии одного диаметра скорость воздуха составляет всего 5-10 % от скорости в центре отверстия, т.е. на расстоянии  $x = 2R_0$  скорость составляет лишь 5-10 % начальной скорости  $V_0$ .

Зона всасывания у вытяжного отверстия щелевидной формы больше по размерам и более активна, чем у круглого или квадратного отверстий, так как у щелевидного отверстия не точечный, а линейный сток.



*a* – с острыми кромками; *б* – заделанного в стенку  
**Рис. 2.1** Спектры всасывания круглого отверстия

Скорость воздуха затухает вблизи от всасывающего отверстия. Линии тока совпадают с радиусами, направленными к центру отверстия. Совокупность кривых линий одинаковых скоростей всасывания называют *спектром скоростей всасывания* (рис. 2.1). Кривые линии равных скоростей воздуха называют *изотаксами*.

Максимальное расстояние от плоскости всасывания до границы спектра по оси потока составляет лишь немногим больше диаметра всасывающего отверстия. Быстрое затухание скоростей всасывания у вытяжного отверстия приводит к выводу, что местные отсосы будут достаточно эффективны по улавливанию пыли и вредных газов только в том случае, когда они установлены в непосредственной близости от мест вредных выделений.

Зависимость изменения осевых скоростей всасывающих факелов имеет следующий вид:

$$\frac{V_x}{V_0} \approx \frac{V_x}{V_{cp}} = \frac{1}{1+k\left(\frac{x}{\sqrt{F}}\right)^{1,4}} \quad (1)$$

где  $V_x$  – осевая скорость всасывающего факела на расстоянии  $x$  от всасывающего патрубка, м/с;

$V_0$  – осевая скорость во всасывающем патрубке, м/с;

$V_{cp}$  – средняя скорость в сечении всасывающего патрубка, м/с;

$x$  – расстояние по оси от всасывающего патрубка, на котором определяется осевая скорость, м;

$k$  – опытный коэффициент (коэффициент затухания для струй) для круглого и квадратного (прямоугольного) сечений, равный 7,7;

$F$  – площадь поперечного сечения всасывающего патрубка (550x550мм), м<sup>2</sup>.

Для расчета прямоугольных воздуховодов их размеры необходимо привести к эквивалентному диаметру круглого канала

$$d_{\text{ЭКВ}} = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a+b}, \text{ мм} \quad (2)$$

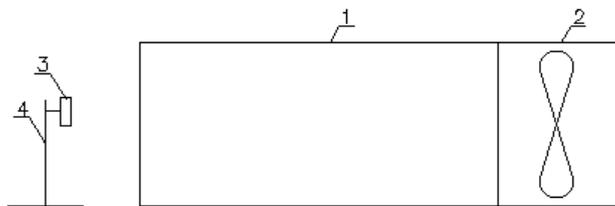
где  $a$  – ширина канала, мм;

$b$  – высота канала, мм.

При выполнении работы необходимо определить зону действия всасывающего факела квадратного (прямоугольного) воздуховода, измерить осевую скорость на расстоянии  $x$  от всасывающего отверстия и сопоставить ее значение с величиной, полученной по выражению (1), а также выявить изменения осевой скорости в зоне действия факела.

### 3. Опытная установка и методика проведения опытов

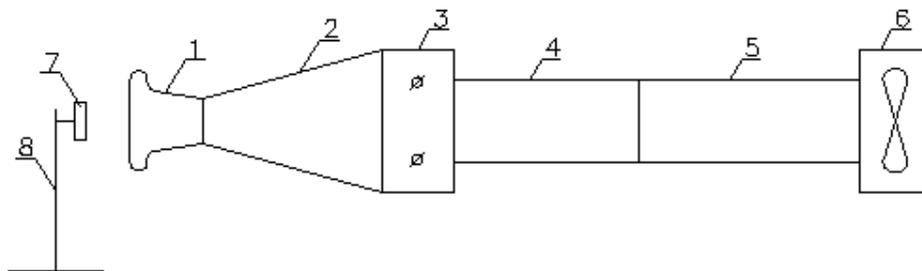
Установка №1 (рис. 2.2) состоит из прямоугольного воздуховода 1, вентилятора 2 и анемометра 3, закрепленного на передвижном штативе 4. Зона действия всасывающего факела, образующегося во всасывающем отверстии воздуховода при включенном вентиляторе 2, определяется путем перемещения анемометра 3 по оси струи в направлении от всасывающего отверстия на расстояние, когда крыльчатка анемометра перестает вращаться. Измерив, расстояние от всасывающего патрубка до места остановки анемометра, получают величину зоны действия всасывающего факела.



1 – прямоугольный трубопровод; 2 – вентилятор; 3 – анемометр; 4 – штатив

Рис. 2.2 Схема опытной установки №1

Установка №2 (рис. 2.3) состоит из трубы Вентури 1, перехода 2, клапана регулирующего 3, выпрямительной решетки 4, воздуховода 5, осевого вентилятора 6 и анемометра 7, закрепленного на передвижном штативе 8.



1 – труба Вентури; 2 – переход; 3 – клапан регулирующий;  
4 – выпрямительная решетка; 5 – воздуховод; 6 – осевой вентилятор;  
7 – анемометр; 8 – штатив

**Рис. 2.3** Схема опытной установки №2

На расстоянии  $x$  от всасывающего патрубка анемометром, установленным по оси, измеряется осевая скорость  $V_x$ .

Для нахождения величины  $V_x$  по выражению (1) и сопоставления с величиной  $V_x$ , полученной непосредственным измерением, тем же анемометром измеряют осевую скорость в сечении всасывающего патрубка  $V_0$ , а также площадь всасывающего отверстия  $F$ ,  $m^2$ .

Изменение осевой скорости факела по мере удаления от всасывающего патрубка измеряется анемометром при перемещении его по оси через интервалы 20-30 мм до полной остановки крыльчатки.

Изменение осевой скорости факела представляется в виде графика, на оси абсцисс которого откладывают расстояние от всасывающего отверстия  $x$  (мм), на оси ординат – скорости  $V_x$  (м/с). Результаты измерений и расчетов сводятся в табл. 2.1.

Таблица 2.1

№ Измерения	Осевая скорость во всасывающем патрубке (показания анемометра) $V_0$ , м/с	$F$ , $m^2$	$x$ , м	Осевая скорость на расстоянии $x$ (показания анемометра) $V_x$ , м/с	Аналитические данные $V_x$ , м/с по формуле (1)

#### 4. Контрольные вопросы

1. Что называется струей воздуха?
2. Как классифицируют струи в зависимости от аэродинамического режима?
3. Классификация по изотермичности, по истечению, по геометрической форме. Дать определение.
4. От чего зависят закономерности течения воздуха у всасывающего отверстия?
5. Зависимость скорости воздуха всасывающего факела от расстояния.
6. Разновидности веерных струй.

## **Лабораторная работа № 3**

### **Аэродинамическое исследование матерчатых фильтров**

**1. Цель работы:** Исследование аэродинамического сопротивления матерчатых фильтров (из различных материалов).

#### **2. Основы теории**

Загрязнение атмосферного воздуха пылью вызывает необходимость его очистки в приточных системах вентиляции. Очистка приточного воздуха необходима во всех случаях, если запыленность наружного воздуха превышает 30 % ПДК пыли, установленной для помещений. Кроме того, приточный воздух необходимо очищать для защиты вентиляционного оборудования (теплообменников, оросительных устройств, автоматики и др.) от запыления. Воздух помещений промышленных, коммунально-бытовых и других предприятий загрязняется в результате выделения пыли в процессе работы на них.

В зависимости от концентрации и дисперсности пыли для очистки приточного воздуха применяются различного рода фильтры, удерживающие пыль своей пористой средой. Для очистки сильно загрязненного воздуха устанавливаются несколько фильтров, тонкость очистки воздуха которыми последовательно по ходу его движения возрастает. Такая мера обеспечивает защиту фильтров тонкой очистки от забивания крупной пылью, увеличивает срок их действия и улучшает качество очистки.

К числу основных показателей работы обеспыливающих устройств относятся: степень очистки, пропускная способность, пылеёмкость, аэродинамическое сопротивление, расход энергии.

Воздушные фильтры отличаются умеренным сопротивлением и небольшим относительным объемом.

Фильтры выбирают с учетом начальной запыленности воздуха и допускаемой остаточной концентрации пыли в воздухе после его очистки, т.е. по их эффективности. Одновременно принимают во внимание начальное сопротивление фильтра и изменение сопротивления при запылении фильтра, а также его конструктивные и эксплуатационные особенности.

Все фильтры в зависимости от эффективности их действия делят на три класса: I, II и III класс. Коэффициент очистки в фильтрах I класса составляет не менее 0,99, при этом задерживаются частицы пыли любых габаритов. Фильтры II класса имеют коэффициент очистки более 0,85 и происходит задержка частиц размером более 1 мкм. Коэффициент очистки в фильтрах III класса превышает 0,60. В них осуществляется задержка частиц размерами более 10 – 50 мкм.

#### **3. Описание установки**

##### **Стенд испытаний фильтров воздушных СИФВ**

1. Корпус стенда для испытания фильтров воздушных СИФВ состоит из каркаса, выполненного из алюминиевого профиля и установленного на стальной раме с регулируемыми опорами, позволяющими выставить стенд на нужную высоту. На каркас крепятся панели обшивки, изготовленные из стальных оцинкованных листов и заполненные теплоизоляционным материалом.

2. Конструктивно стенд для испытания фильтров воздушных выполнен в виде моноблока. В его конструкцию входят следующие функциональные

элементы: фильтр типа ФяК 5662 класс очистки F5 (1); фильтр воздушный типа ФВС класс очистки G4 (2); вентилятор осевой (3); воздуховод прямоугольного сечения 550x550 мм и длиной 1,25 м.

Расшифровка условного обозначения:

ФВС – фильтр воздушный складчатый (приложение 1);

ФяК – фильтр ячеяковый карманный (приложение 1):

5 – класс фильтра F5;

6 – длина карманов – 600 мм;

6 – количество карманов – 6 шт.;

2 – габаритные размеры входного сечения 592x592 мм (см. таблица в каталоге вентиляционного оборудования).

Средняя степень очистки – 92%.

Предельный перепад давлений: G4 –  $\Delta P=150$ Па, F5 –  $\Delta P=250$ Па.

3. Частота смены фильтрующего материала зависит от потока и загрязненности воздуха, а также степени фильтрации фильтрующего материала

Важнейшими показателями воздушных фильтров является их эффективность, пылеемкость, аэродинамическое сопротивление и производительность.

**Эффективность очистки  $\eta$**  определяется отношением количества уловленной пыли  $G_{ул}$  к количеству пыли поступающей  $G$ :

$$\eta = \frac{G_{ул}}{G} \cdot 100\% . \quad (1)$$

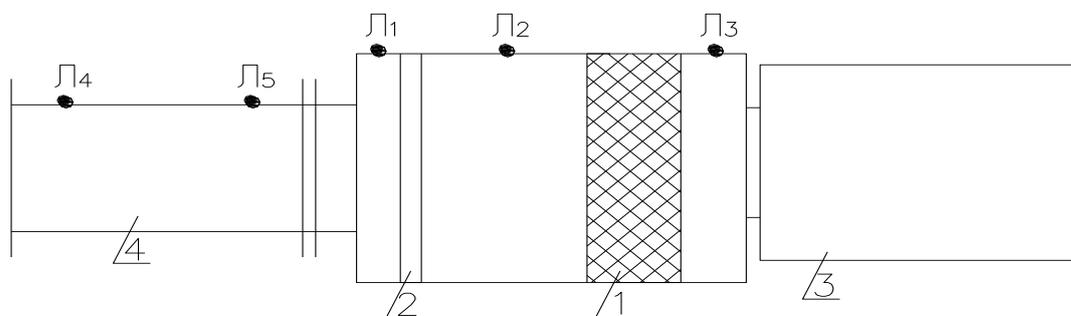
**Пылеемкость** определяется массовым количеством пыли, задержанной 1 м<sup>2</sup> поверхности фильтра, при удвоенном его аэродинамическом сопротивлении  $P_{ср}$ , Па.

**Аэродинамическое сопротивление фильтра  $P_{ф}$**  зависит от воздушной нагрузки  $L_{ф}$ , м<sup>3</sup>/(м<sup>2</sup>ч).

**Производительность** (нагрузка на 1 м<sup>2</sup>) фильтра определяется измерением средней скорости  $v_{ср}$  в сечении после фильтра анемометром и измерением площади сечения:

$$L_{ф} = \frac{3600 \cdot v_{ср} \cdot F}{F} \quad (2)$$

#### 4. Методика проведения опыта



1 – фильтр ячеяковый карманный; 2 – фильтр воздушный складчатый;  
3 – вентилятор; 4 – воздуховод прямоугольный  $l=1,25$ м, 550x550мм;

Л1-Л5 – лючки для замеров.

Рис. 3.1. Стенд для испытания фильтров воздушных СИФВ-6/6

Вентилятором воздух по воздуховоду подается в камеру, где установлены фильтры. Измерение скорости воздуха осуществляется в сечении 4-4 с помощью анемометра и вычисляется воздушная нагрузка фильтров  $L_{\phi}$ .

$$L_{\phi} = \frac{L}{F_{\phi}}, \quad (3)$$

$$L = 3600 \cdot F \cdot v, \quad (4)$$

где  $L$  – расход воздуха, м<sup>3</sup>/ч;

$F_{\phi} = 0,43$  м<sup>2</sup> – площадь входного сечения фильтров,

$F$  – площадь воздуховода в измеряемом сечении 4-4, м<sup>2</sup>,

$v$  – скорость движения воздуха, м/с.

Сопротивление фильтров определяется по показаниям микроманометра с трубками Пито для измерения полного и динамического давлений.

Потери давления при проходе воздуха через фильтры равны разности полных давлений в сечениях 1-1 и 3-3:

$$\Delta P = P_{п1} - P_{п3}, \quad (5)$$

$$P_{п1} = P_{с1} + P_{д1}, \quad (6)$$

$$P_{п3} = P_{с3} + P_{д3}, \quad (7)$$

где  $P_{с1}, P_{с3}$  – статическое давление в сечениях 1-1 и 3-3;

$P_{д1}, P_{д3}$  – динамическое давление в сечениях 1-1 и 3-3.

Так как площади поперечных сечений фильтров равны и скорости воздуха одинаковы, то  $P_{д1} = P_{д3}$ .

Следовательно, потеря давления  $\Delta P$  между сечениями 1-1 и 3-3 при движении воздуха равна разности статических давлений в этих сечениях, которую можно зафиксировать микроманометром.

$$\Delta P = P_{с1} - P_{с3}, \quad (8)$$

Для того чтобы вычислить значение потери давления в фильтрах, следует учесть потери давления на трение о стенки камеры, где установлены фильтры.

$$P_{\phi} = (P_{с1} - R \cdot l) - (P_{с3} + R \cdot l) = P_{с1} - P_{с3} - 2 \cdot R \cdot l, \quad (9)$$

где  $R$  – потери давления на трение, Па/м (значение  $R$  находим по таблицам, вычислив  $d_0$  и определив скорость движения воздуха);

$l = 1,17$  м – расстояние между Л1 и Л3.

Результаты измерений и вычислений заносят в таблицу 1.

Таблица 1

$F, \text{м}^2$	$L, \text{м}^3/\text{ч}$	$L_{\text{ф}}, \text{м}^3/\text{ч}$	$v, \text{м}/\text{с}$	$P_{\text{с1}}, \text{Па}$	$P_{\text{с3}}, \text{Па}$	$\Delta P, \text{Па}$	$R, \text{Па}/\text{м}$	$P_{\text{ф}}, \text{Па}$

### 5. Контрольные вопросы

1. Каковы основные функции и область применения фильтров?
2. Каковы основные показатели фильтров?
3. Где и в каких случаях применяются воздушные фильтры?
4. Классификация фильтров в зависимости от эффективности
5. Что такое пылеемкость фильтра?
6. Как изменяется аэродинамическое сопротивление фильтра во время его эксплуатации?

## Лабораторная работа № 4

### Определение коэффициентов трения воздуховодов в системах вентиляции

**1. Цель работы:** Ознакомиться с методикой экспериментального определения коэффициентов трения и местного сопротивления в воздуховодах вентиляционных систем. Сравнение их с величинами, вычисленными теоретически.

#### 2. Основы теории

При перемещении воздуха по воздуховодам имеет место потеря удельной энергии движущегося потока на преодоление различных сопротивлений. Сопротивления могут быть разделены на две группы: линейные сопротивления, обычно называемые сопротивлениями трения, и местные сопротивления. Последние представляют собой потерю удельной энергии движущейся среды при проходе через различные фасонные части, а первые – потери на преодоление сил трения о стенки воздуховода.

Для круглого воздуховода, имеющего по всей своей длине одинаковое поперечное сечение и неизменный расход воздуха, уравнение, выражающее собой линейные потери удельной энергии – давление  $\Delta P_{\text{тр}}$ , имеет вид

$$\Delta P_{\text{тр}} = \frac{\lambda}{d} \cdot l \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}, \text{ Па} \quad (1)$$

где  $v$  – средняя скорость воздуха, м/с;

$\rho$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;

$l$  – длина воздуховода, м;

$d$  – диаметр воздуховода, м;

$\lambda$  – коэффициент трения.

Коэффициент трения является переменной величиной и зависит от характера движения воздуха в воздуховодах, который может быть ламинарным и турбулентным. Первый характеризуется тем, что отдельные струйки движутся в потоке прямолинейно параллельно друг другу; второй – наличием поперечных к оси трубопровода пульсаций частиц воздуха, движущейся по беспорядочным и неустойчивым траекториям. Критерием, служащим для определения наличия того или другого характера движения, является критерий (или число) Рейнольдса –  $Re$ . Коэффициент трения при ламинарном режиме движения воздуха зависит только от числа  $Re$ . В частном случае для каналов круглого сечения:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}, \quad (2)$$

где  $v$  – скорость воздуха, м/с;

$d$  – диаметр воздуховода, м;

$\nu$  – коэффициент кинематической вязкости воздуха, м<sup>2</sup>/с.

Значения коэффициента кинематической вязкости воздуха  $\nu$  приведены в табл. 1.

Таблица 1

Температура воздуха $t$ , °С	Коэффициент кинематической вязкости $\nu$ , м <sup>2</sup> /с
- 20	0,0000113
-10	0,0000121
0	0,0000130
10	0,0000139
20	0,0000157
40	0,0000170
60	0,0000192

Критерий  $Re$  является величиной безразмерной. Ламинарный режим имеет место при  $Re < 2300$ , переходный – при  $3000 < Re < 10000$ , а турбулентный – при  $Re > 10000$ .

При турбулентном режиме движения, кроме чисел  $Re$ , коэффициент трения зависит также и от коэффициента относительной шероховатости

$$\varepsilon = \frac{k}{d} \quad (3)$$

где  $k$  – абсолютная шероховатость, т.е. средняя высота отдельных мельчайших выступов и неровностей на поверхности стенок в радиальном направлении (мм);

$d$  – диаметр воздуховода(мм).

Величина относительной шероховатости характеризует внутренние поверхности воздуховодов в гидравлическом отношении.

В пределах ламинарного режима движения воздуха коэффициент трения  $\lambda$  совершенно не зависит от степени шероховатости стенок и равен

$$\lambda = \frac{64}{Re'} \quad (4)$$

При турбулентном режиме движения воздуха один и тот же воздуховод при данной его шероховатости, характеризуемой отношением  $k/d$ , в зависимости от числа  $Re$  может быть гидравлически гладким или гидравлически шероховатым. Для гидравлически гладких воздуховодов при числах Рейнольдса  $Re < 67.5 \cdot k/d$ , т.е. при режимах движения жидкости, характерных тем, что выступы шероховатости стенки меньше толщины пограничного ламинарного слоя, имеет место зависимость, называемая формулой Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0.25}} \quad (5)$$

По мере возрастания числа  $Re$  выше критического ( $Re > 2300$ ) толщина пограничного ламинарного слоя уменьшается, и он перестает покрывать выступы шероховатости; при этом технически шероховатые трубы становятся и гидравлически шероховатыми. В этой области значений чисел  $Re$ :  $\lambda = f(Re, k/d)$ .

При значениях  $Re > 10000$  или  $Re < 67.5 \cdot k/d$  влияние числа  $Re$  сказывается уже весьма незначительно, и  $\lambda$  в основном начинает зависеть только от относительной шероховатости. В пределах точности, допустимой для практических расчетов при  $Re > 10000$  можно пользоваться приближенной формулой Б.Л. Шифринсона:

$$\lambda = 0,111 \cdot \left(\frac{k}{d}\right)^{0,25} \quad (6)$$

или, что более точно, формулой Никурадзе:

$$\lambda = 0,0032 + \frac{0,221}{Re^{0,237}} \quad (7)$$

Коэффициент трения  $\lambda$  при любом значении числа  $Re$  можно рассчитывать по универсальной формуле А.Д. Альтшуля:

$$\lambda = \left(\frac{k}{d} + \frac{68}{Re}\right)^{0,25} \quad (8)$$

Местные потери давления в воздуховодах возникают при резких изменениях сечения или конфигурации потока, при разделении или слиянии потоков в тройниках, крестовинах или других фасонных частях.

### 3. Методика проведения работы

1. Замеры производятся в точках 1 и 2. Измеряются статические давления сечения 1–2 –  $P_{c1}$ ,  $P_{c2}$  и динамическое давление при помощи дифференциального манометра ДМЦ-01.

2. Определяются потери давления на трение на участке 1–2 –  $\Delta P_{тр1-2}$ . Полные потери давления на участке 1–2 определяются следующим образом:

$$\Delta P_{1-2} = (P_{c1} + P_{d1}) - (P_{c2} + P_{d2}) = \left(P_{c1} + \frac{\rho \cdot v_1^2}{2}\right) - \left(P_{c2} + \frac{\rho \cdot v_2^2}{2}\right)$$

Так как на участке 1–2 отсутствуют местные сопротивления (т.е.  $Z = 0$ ), то полные потери давления на участке будут равны потерям давления на трение, т.е.  $\Delta P_{1-2} = \Delta P_{тр1-2}$ . Поскольку расход воздуха и сечение воздуховода на участке 1–2 постоянны, то скорости движения воздуха в точках 1 и 2 постоянны и равны:  $v_1 = v_2 = v_{1-2}$ . Следовательно, равны и динамические давления в точках 1 и 2  $P_{d1} = P_{d2} = P_{d1-2}$ . Поэтому можно записать

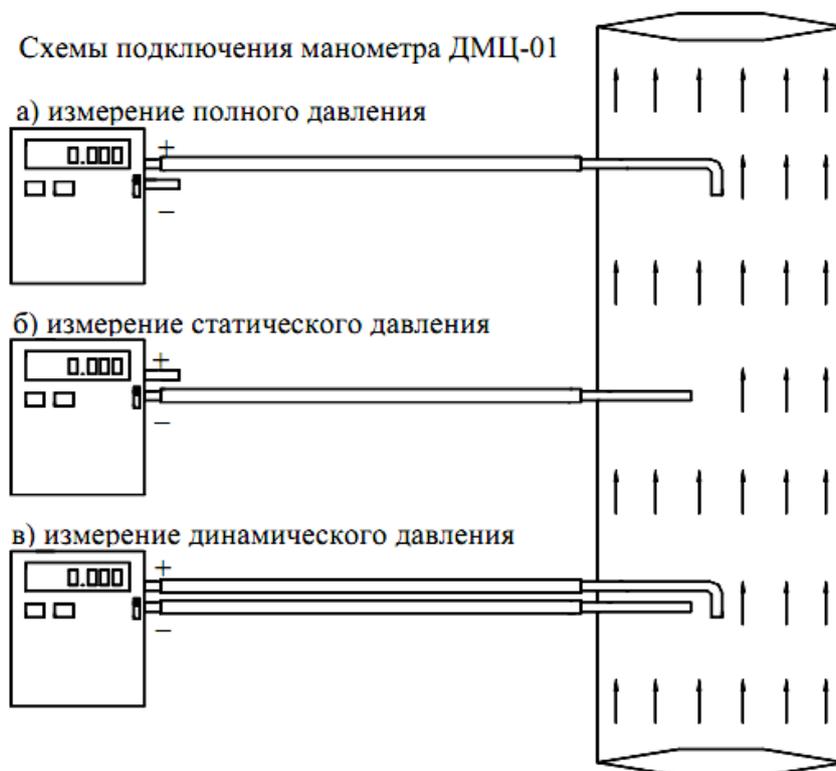
$$\Delta P_{тр1-2} = P_{c1} + P_{c2}$$

3. Рассчитывается значение экспериментального коэффициента трения  $\lambda_{э}$ , выраженного из формулы (1)

$$\lambda_{\text{э}} = \frac{\Delta P_{\text{тр } 1-2} \cdot d}{l \cdot \left( \frac{\rho \cdot v_{1-2}^2}{2} \right)} = \frac{\Delta P_{\text{тр } 1-2} \cdot d}{l \cdot P_{\text{Д } 1-2}}$$

4. Рассчитывается значение скорости на участке 1–2:  $v_{1-2}$ .  
Из формулы динамического давления имеем

$$v_{1-2} = \sqrt{\frac{2 \cdot P_{\text{Д } 1-2}}{\rho}}$$



*Рис. 4.1 Измерение полного, динамического и статического давления*

5. Определяется значение числа  $Re$  по формуле (2)

$$Re = \frac{v_{1-2} \cdot d}{\nu}$$

6. Вычисляется значение коэффициента трения воздуховода по формуле Никурадзе  $\lambda_{\text{т}}$ . Сравниваем его с величиной коэффициента трения, полученного экспериментальным путем.

7. Данные измерений и результаты расчетов необходимо занести в табл. 2.

8. Сформулировать вывод, в котором надо объяснить возможные причины расхождения экспериментальных и теоретических данных.

Таблица 2

Тип воздуховода	квадратный из оцинкованной стали 100x100 мм	круглый из оцинкованной стали диам.100 мм	круглый гофрированный из дюралюминия диам.100мм
$l$ , м			
$P_{с1}$ , Па			
$P_{с2}$ , Па			
$P_{д1}$ , Па			
$P_{д2}$ , Па			
$\Delta P$ , Па			
$\Delta P_{гр}$ , Па			
$v_{ср}$ , м/с			
$Re$			
$R$ , Па/м			
$\lambda_э$			
$\lambda_т$			

#### 4. Контрольные вопросы

1. От каких параметров и как зависят потери давления на трение в воздуховоде?
2. Напишите формулу Альтшуля для определения коэффициента гидравлического трения. Проанализируйте формулу.
3. Объясните, чем отличаются гидравлические гладкие и гидравлические шероховатые воздуховоды.
4. Напишите формулу для вычисления критерия Рейнольдса, объясните связь числа Рейнольдса с режимами течения в воздуховоде.
5. От каких параметров зависят потери давления в местных сопротивлениях?
6. Чем можно объяснить расхождения между экспериментальными и теоретическими значениями  $\lambda$ ?

## Лабораторная работа № 5

### Изучение работы приточной вентиляционной камеры АКЭ-3-3

**1. Цель работы:** Изучить работу приточной вентиляционной камеры на примере агрегата канального электрического АКЭ-3-3.

#### 2. Основы теории

Приточные установки предназначены для использования в промышленном и гражданском строительстве, в том числе в общественном и жилом. Раздача воздуха может осуществляться как по сети воздуховодов, так и непосредственно в помещение. Агрегаты предназначены для обработки воздуха, не содержащего включений, агрессивных к сталям обыкновенного качества, а также взрывоопасных смесей, липких, волокнистых и абразивных материалов, с пыленностью не более  $100 \text{ мг/м}^3$ .

Приточные установки осуществляют фильтрацию свежего воздуха, при необходимости его нагрев (в холодное время года) и подачу в систему воздуховодов для последующей раздачи по помещениям.

При подборе приточных вентиляционных установок учитываются:

- Производительность по воздуху ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ). Благодаря широкому модельному ряду может составлять от нескольких десятков до нескольких десятков тысяч  $\text{м}^3/\text{ч}$ .

$$L = 3600 \cdot F \cdot v \quad (1)$$

где  $F$  – площадь сечения в створе ТЭНов электрокалорифера ( $F=0,093\text{м}^2$ ),

$v$  – скорость воздушного потока, м/с.

- Мощность подогревателя (кВт). Величина мощности определяется из условия подогрева в зимнее время свежего воздуха. Требуемую электрическую мощность электрокалорифера можно рассчитать по формуле:

$$P = L \cdot 0,36 \cdot (t_{\text{ВЫХ}} - t_{\text{ВХ}}) \quad (2)$$

где  $P$  – электрическая мощность калорифера, Вт,

$L$  – расход воздуха,  $\text{м}^3/\text{час}$ ,

$(t_{\text{ВЫХ}} - t_{\text{ВХ}})$  – разница температур на входе и выходе из электрокалорифера,  $^{\circ}\text{C}$ .

- Теплопроизводительность электрокалорифера (кДж):

$$Q = G \cdot c \cdot (t_{\text{ВЫХ}} - t_{\text{ВХ}}) \quad (3)$$

$$G = L \cdot \rho \quad (4)$$

где  $G$  – массовый объем воздуха, проходящего через камеру ( $\text{кг}/\text{ч}$ );

$\rho$  – плотность воздуха в сечении, где производилось измерение скорости;

$c = 1,005$  ( $\text{кДж}/\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C}$ ) – теплоемкость воздуха.

- Напор или внешнее статическое давление (кПа).

- Уровень шума (Дб). Система автоматического управления приточной установкой позволяет ступенчато или плавно регулировать тепловую мощность калорифера, что определяет выходную температуру воздуха из установки на

зимнем режиме работы. Также существует возможность подключения таймера для регулировки температурных параметров на переходных режимах.

### 3. Описание опытной установки

Агрегат канальный электрический АКЭ-3-3 предназначен для зданий промышленного и сельскохозяйственного назначения в качестве вентиляционных и отопительно-вентиляционных установок.

Характеристика элементов установки	
Габаритные размеры агрегата: длина x ширина x высота, мм	960x400x400
Масса общая, кг	50
Расход воздуха, м <sup>3</sup> /ч	70 ... 400 ± 10
Клапан воздушный с ручным приводом	КВ 330x210
Фильтр:	
ячейковый гофрированный	ФВС
длина x ширина x высота, мм	305x305x48
класс очистки	G4
Электрокалорифер	ТЭН 195 А 10/1,5 Т220
количество, шт	2
мощность, кВт.	3,0
Вентилятор	D2E 140-HR97-07
количество оборотов рабочего колеса, об/мин	2235
установленная мощность двигателя, кВт	0,13
максимальный ток, А	0,58
ступени регулирования	3

#### Устройство и принцип работы АКЭ-3-3

1. Агрегат представляет собой сборную моноблочную конструкцию в виде каркаса из алюминиевого профиля. На каркас крепятся панели обшивки и двери.

2. В агрегат входят следующие функциональные элементы: клапан воздушный типа КВ с ручным приводом (1); фильтр воздушный типа ФВС класс очистки G4 (2); электрокалорифер с ТЭНами мощностью 3,0 кВт (3); вентилятор D2E с двигателем (4); присоединительный выходной воздуховод (5).

3. В качестве вентилятора приточного используется вентилятор на основе двигателя с внешним ротором.

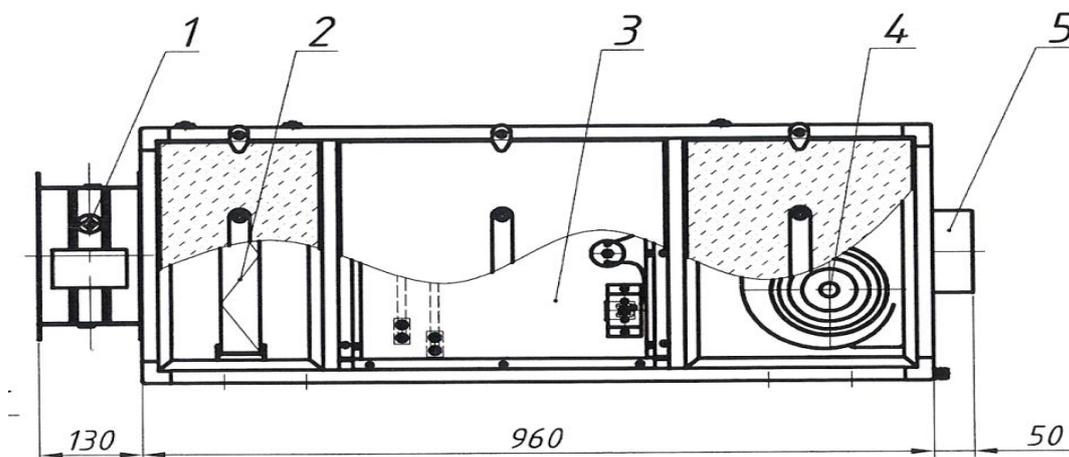


Рис.5.1 Агрегат канальный электрический АКЭ-3-3

4. Прием и регулирование количества приточного воздуха осуществляется клапаном воздушным КВ. Клапан воздушный установлен на торцевой панели агрегата и состоит из корпуса, лопаток поворотных, уплотнений, шестерен и стержня приводного. Корпус с фланцем и лопатки поворотные изготовлены из алюминиевого сплава, уплотнение из профилированной резины, шестерни изготовлены из нейлона. В связи плотным примыканием пустотелых лопаток между собой и корпусом, клапан относится к незамерзающим и не требующим обогрева. Клапан оснащается электроприводом для плавного двухпозиционного регулирования («открыто – закрыто»). Регулирование количества подаваемого воздуха осуществляется путем поворота лопаток с помощью механизма привода.

5. Фильтр воздушный ФВС служит для обеспыливания приточного воздуха и предупреждения засорения поверхности ТЭНов от загрязнений. Фильтр представляет собой рамку из оцинкованной стали, внутри которой уложен фильтрующий материал в виде гофр, опирающихся со стороны выхода воздуха на сетку гофрированной формы.

6. Для подогрева приточного воздуха, подаваемого в помещение до заданной температуры, в агрегате установлены ТЭНы мощностью 3,0 кВт. ТЭНы предназначены для подогрева чистого движущегося воздуха, не содержащего горючие или взрывоопасные примеси, испарения химикатов и т.д.

7. Агрегат осуществляет приток воздуха в обслуживаемое помещение через систему воздуховодов, присоединяемых к агрегату. При этом приточный воздух поступает через клапан воздушный на фильтр. Затем очищенный воздух нагревается до требуемой температуры на ТЭНах и вентилятором подается в систему вентиляции обслуживаемого помещения.

При пуске агрегата включается вентилятор, открывается клапан воздушный – система находится в состоянии автоматического регулирования.

8. Управление работой агрегата в заданном режиме осуществляется системой автоматического управления и защиты (САУ). САУ состоит из шкафа автоматического управления (далее по тексту ШАУ), встроенного в агрегат и выносного пульта управления (комнатный контроллер), обеспечивающих контроль и управление компонентами вентиляционных агрегатов. САУ обеспечивает:

- включение двигателя приточного вентилятора;
- переключение скоростей приточного вентилятора (при комплектации агрегата многоскоростным вентилятором);
- задержку на выключение двигателя приточного вентилятора в режиме «Продувка» для обеспечения охлаждения нагревательных элементов после выключения агрегата;
- управление воздушнонагревателем электрическим;
- продувку электрического нагревателя после выключения установки. Данная функция обеспечивает обдув нагревательных элементов в течение установленного времени (2 мин.), чтобы избежать перегрева нагревательного элемента;
- индикацию аварийных статусов;
- индикацию загрязненности фильтров.

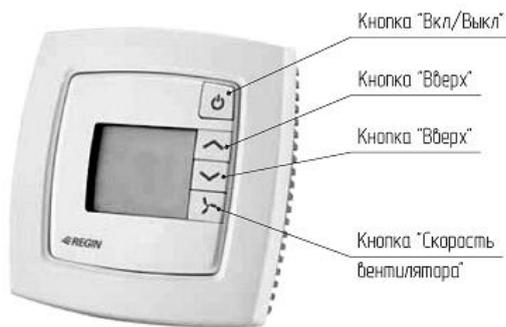


Рис. 5.2 Выносной пульт Regio RC с дисплеем



Рис. 5.3 Дисплей выносного пульта Regio RC

#### 4. Методика проведения опыта

Изучение приточной камеры включает в себя следующие операции:

1. Произведение замеров:

- **полного давления** воздуха до и после приточной установки.
- **статического давления** до и после каждой секции приточного агрегата.
- **скорости воздушного потока** (после приточной камеры в выходном воздуховоде).

– Производят не менее двух циклов **замера температур воздуха** до и после нагревателя, продолжительность цикла при этом не менее 20 минут. Измерения производят при установившемся режиме (стабильность температур воздуха до и после воздухонагревателя).

2. Определение **расхода воздуха**, проходящего через установку  $L$  (м<sup>3</sup>/ч).

3. Определение **сопротивления по воздуху** как разность полных давлений до и после приточной камеры.

**Потери давления при проходе воздуха через секции агрегата** равны разности полных давлений до и после секции:

$$\Delta P = P_{п1} - P_{п2}, \quad (5)$$

$$P_{п1} = P_{с1} + P_{д1}, \quad (6)$$

$$P_{п2} = P_{с2} + P_{д2}, \quad (7)$$

где  $P_{с1}$ ,  $P_{с2}$  – статическое давление в сечениях 1-1 и 2-2;

$P_{д1}$ ,  $P_{д2}$  – динамическое давление в сечениях 1-1 и 2-2.

Так как площади поперечных сечений камеры равны и скорости воздуха одинаковы, то  $P_{д1} = P_{д2}$ .

Следовательно, потеря давления  $\Delta P$  между сечениями при движении воздуха равна разности статических давлений в этих сечениях которую можно зафиксировать микроманометром,

$$\Delta P = P_{с1} - P_{с2}, \quad (8)$$

4. Определение **внутреннего аэродинамического сопротивления установки**. Внутреннее аэродинамическое сопротивление установки состоит из суммы сопротивлений ее компонентов.

$$\Delta P_{уст} = \Delta P_{клапана} + \Delta P_{фильтра} + \Delta P_{калорифера} + \Delta P_{вентилятора} \quad (9)$$

5. Сравнение результатов измерения аэродинамического сопротивления приточной камеры с теоретически рассчитанными.

6. Определение **эффективности использования приточной установки**, т.е. определение полезной мощности приточной камеры. Полезная мощность – мощность, затраченная на преодоление аэродинамического сопротивления:

$$E = \frac{N_{уст}}{N_{вентилятора}} \quad (10)$$

где  $N_{вент} = 0,13$  кВт – мощность вентилятора;

$$\begin{aligned} N_{уст} &= N_{клапана} + N_{фильтра} + N_{калорифера} = \\ &= \Delta P_{клапана} \cdot L + \Delta P_{фильтра} \cdot L + \Delta P_{калорифера} \cdot L = \\ &= L \cdot (\Delta P_{клапана} + \Delta P_{фильтра} + \Delta P_{калорифера}) \end{aligned} \quad (11)$$

где  $\Delta P_{клапана}$ ,  $\Delta P_{фильтра}$ ,  $\Delta P_{калорифера}$  – потери давления соответственно на входной решетке, фильтре и калорифере (Па);

$L$  – расход воздуха ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ).

Результаты испытаний и расчетов занести в таблицу 1.

Таблица 1.

Параметры	Приточная камера	Клапан воздушный	Фильтр	Электро-нагреватель	Вентилятор
1	2	3	4	5	6
$V, \text{м}^3/\text{ч}$					
$L, \text{м}^3/\text{ч}$					
$Q, \text{кДж}$					
$G, \text{кг}/\text{ч}$					
$t_{вх}, \text{°C}$					
$t_{вых}, \text{°C}$					
$\rho, \text{кг}/\text{м}^3$					
$P_{п1}, \text{Па}$					
$P_{п2}, \text{Па}$					
$\Delta P_{п}, \text{Па}$					
$P_{с1}, \text{Па}$					
$P_{с2}, \text{Па}$					
$\Delta P_{с}, \text{Па}$					

## 5. Контрольные вопросы

1. Назначение и область применения приточных камер.
2. Какие параметры учитывают при подборе приточной камеры?
3. Дать характеристику основным параметрам приточной установки.
4. Как определяют сопротивление приточной камеры по воздуху?
5. Определение внутреннего аэродинамического сопротивления установки.
6. Определение эффективности использования приточной установки.

## Лабораторная работа № 6

### Изучение и испытание агрегата вентиляционного теплоутилизационного АВТУ-300

**1. Цель работы:** ознакомление с принципом работы агрегата вентиляционного теплоутилизационного АВТУ-300, определение аэродинамических и теплотехнических характеристик агрегата.

#### 2. Основы теории

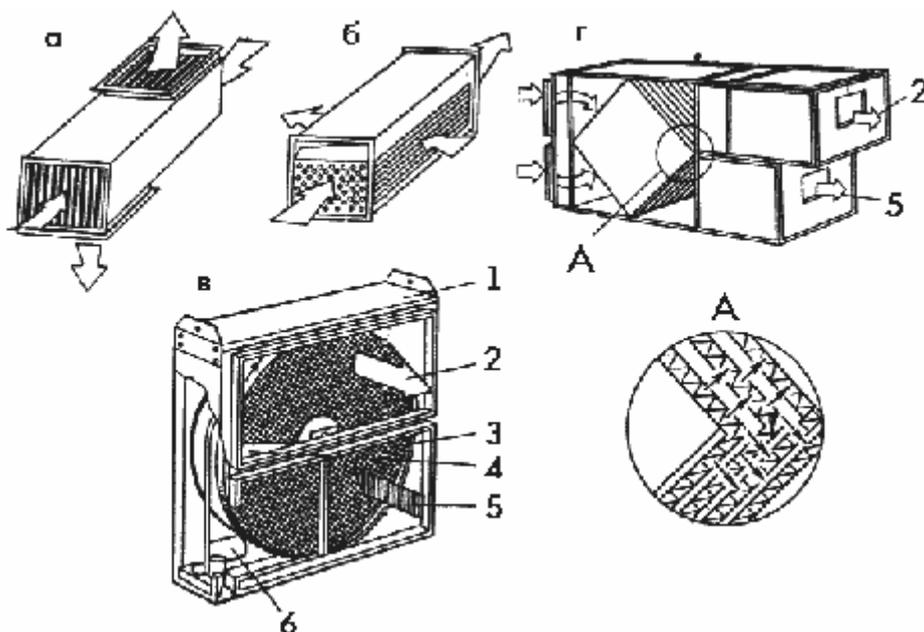
Одним из источников вторичных энергоресурсов в здании является тепловая энергия воздуха, удаляемого в атмосферу. Расход тепловой энергии на подогрев поступающего воздуха составляет 40...80% теплопотребления, большая ее часть может быть сэкономлена в случае применения так называемых теплообменников-утилизаторов.

Существуют различные типы теплообменников-утилизаторов.

*Рекуперативные пластинчатые теплообменники* выполняются в виде пакета пластин, установленных таким образом, что они образуют два смежных канала, по одному из которых движется удаляемый, а по другому – приточный наружный воздух. При изготовлении пластинчатых теплообменников такой конструкции с большой производительностью по воздуху возникают значительные технологические трудности, поэтому разработаны конструкции *кожухотрубных теплообменников-утилизаторов ТКТ*, представляющих собой пучок труб, расположенных в шахматном порядке и заключенных в кожух. Удаляемый воздух движется в межтрубном пространстве, наружный – внутри трубок. Движение потоков перекрестное.

Установки утилизации тепла вытяжного воздуха *с промежуточным теплоносителем* могут применяться в системах механической приточно-вытяжной вентиляции, а также в системах кондиционирования воздуха. Установка состоит из расположенного в приточном и вытяжном каналах воздухонагревателя, соединенного замкнутым циркуляционным контуром, заполненным промежуточным носителем. Циркуляция теплоносителя осуществляется посредством насосов. Удаляемый воздух, охлаждаясь в воздухонагревателе вытяжного канала, передает тепло промежуточному теплоносителю, нагревающему приточный воздух.

*Роторные регенеративные теплоутилизаторы (воздухо-воздушные теплообменники, вращающиеся теплоутилизаторы)* предназначены для утилизации теплоты удаляемого воздуха в системах вентиляции и кондиционирования воздуха. Процесс теплообмена в теплоутилизаторе осуществляется по регенеративному принципу. Через ротор встречными потоками проходят приточный и вытяжной воздух. Ротор изготовлен из цилиндрических алюминиевых обечаек с заполнением пространства между ними гофрированными алюминиевыми лентами. Если установка работает на обогрев, то вытяжной воздух отдает теплоту тому сектору ротора, через который он проходит. Когда этот нагретый сектор ротора попадает в поток холодного приточного воздуха, приточный воздух нагревается, а ротор, соответственно, охлаждается. Если система работает на охлаждение, то теплота передается от теплого приточного воздуха вытяжному воздуху. Эффективность процесса теплообмена регулируется изменением скорости вращения ротора с помощью частотного преобразователя.

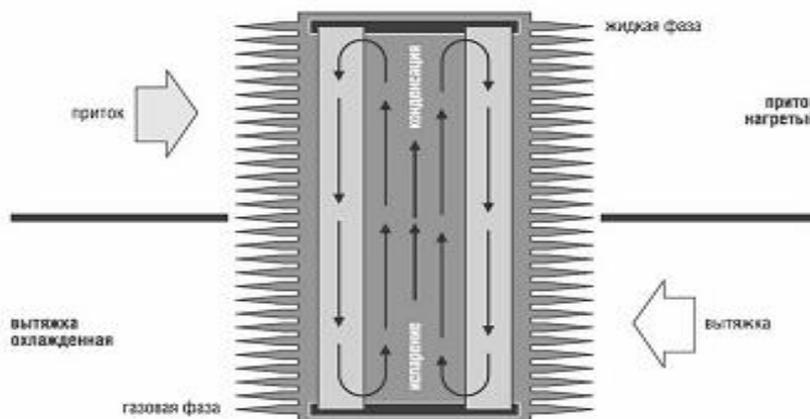


а – пластинчатый утилизатор; б – утилизатор ТКТ; в – вращающийся; г – рекуперативный; 1 – корпус, 2 – приточный воздух, 3 – ротор, 4 – сектор продувной, 5 – вытяжной воздух, 6 – привод.

**Рис. 6.1 Теплообменники**

Теплоутилизаторы на базе тепловых трубок представляют собой пучок герметичных медных труб с алюминиевым оребрением, заполненных хладагентом. Теплообмен осуществляется благодаря испарению хладагента в теплоотдающей среде и конденсации хладагента в среде, принимающей теплоту. Циркуляция промежуточного теплоносителя осуществляется под действием естественной конвекции.

В рабочем положении тепловые трубки закрепляются вертикально или с наклоном в разделительной перегородке, и каждая ее сторона выступает в каналы, по которым движутся потоки, имеющие различную температуру. При вертикальной установке канал удаляемого воздуха находится снизу. Одна сторона трубки омывается потоком с высокой температурой и образует зону отвода теплоты. Образовавшиеся пары хладагента перемещаются в зону низкого давления, которая омывается потоком с более низкой температурой и образует зону отвода теплоты. Сконденсировавшийся в этой зоне хладагент в виде жидкости перемещается из зоны конденсации в зону испарения, где снова превращается в пар.



**Рис. 6.2 Типовая схема теплоутилизатора на базе тепловых трубок**

В установке с теплообменником из тепловых трубок должны быть предусмотрены: каплеуловитель, поддон для сбора конденсата и обводной канал (байпас).

Выбор типа регенеративного теплообменника производят в зависимости от расчетных параметров удаляемого и приточного воздуха и влаговыведений внутри помещения. Регенеративные теплообменники могут устанавливаться в зданиях различного назначения в системах механической приточно-вытяжной вентиляции, воздушного отопления и кондиционирования воздуха. Установка регенеративного теплообменника должна обеспечивать противоточное движение воздушных потоков.

Системы вентиляции с теплоутилизаторами обладают рядом достоинств, к числу которых следует отнести:

1. существенную экономию тепловой энергии, расходуемой на нагрев вентиляционного воздуха — от 50 до 90 % в зависимости от типа применяемого утилизатора;

2. высокий уровень воздушно-тепловой комфортности, обусловленный аэродинамической устойчивостью системы вентиляции и сбалансированностью расходов приточного и вытяжного воздуха;

3. возможность гибкого регулирования воздушно-теплого режима в зависимости от режима эксплуатации, в т.ч. с использованием рециркуляционного воздуха;

4. возможность защиты от городского, внешнего шума при использовании герметичных светопрозрачных ограждений;

5. возможность очистки приточного воздуха с помощью высокоэффективных фильтров;

6. возможность поддержания оптимальной влажности воздуха в квартире при использовании регенеративных теплоутилизаторов.

### 3. Описание опытной установки

Агрегат вентиляционный теплоутилизационный АВТУ-300 предназначен для использования в системах принудительной приточно-вытяжной вентиляции, обеспечивая заданные параметры микроклимата в помещениях жилых, административных зданий, школ, дошкольных учреждений и утилизацию тепла, содержащегося в удаляемом воздухе для подогрева свежего приточного воздуха.

Характеристика элементов агрегата	
Подача воздуха на притоке, м <sup>3</sup> /ч	70-300 ± 10%
Подача воздуха на вытяжке, м <sup>3</sup> /ч	70-300 ± 10%
Фильтры (приточный и вытяжной):	
ячейковый гофрированный	ФВС
класс очистки	G4
Воздухонагреватель с шумоглушителем	электрический
мощность, кВт	1,0
Вентиляторы (приточный и вытяжной)	D2E 160-FI01-01
частота вращения, об/мин	1170
установленная мощность двигателя, кВт	0,11
максимальный ток, А	0,5
ступени регулирования	4
Теплообменник-утилизатор на тепловых трубах с сифоном	ТФ 12 ШР 20 Т6-550/3 (2)
Система автоматического управления (встроенная)	САУ
Габаритные размеры агрегата:	
длина x ширина x высота (с опорой), мм	710x440x850
Масса общая, кг	55

### *Устройство и принцип работы*

1. Конструктивно агрегат выполнен в виде моноблока, внутри которого смонтировано все воздухообрабатывающее оборудование и автоматика, снаружи расположены патрубки для подсоединения стенда для аэродинамических испытаний.

2. Внутри агрегата имеется горизонтальная перегородка из оцинкованной стали, которая разделяет его на два герметично разделенных канала – приточный и вытяжной.

3. Очистка приточного воздуха осуществляется на фильтре воздушном 5. Фильтр предназначен для очистки от пыли не более  $1 \text{ мг/м}^3$  и предотвращения засорения поверхности теплообменника-утилизатора 7 от загрязнений. Фильтр представляет собой рамку, внутри которой уложен фильтрующий материал в виде гофр, опирающийся со стороны выхода воздуха на сетку гофрированной формы.

4. Фильтр в вытяжном канале 8 очищает отработанный вытяжной воздух, поступающий из помещения в воздуховод.

5. Рекуперативный теплообменник-утилизатор 6 предназначен для передачи явного и скрытого тепла от удаляемого воздуха приточному воздуху в холодное время года. Потоки воздуха при работе агрегата не смешиваются. Приточный и вытяжной канал агрегата разделены между собой герметичной перегородкой. Тепловые трубы представляют собой фреоновый контур, в котором циклическим образом осуществляются фазовые переходы теплоносителя из жидкого в газообразное состояние и обратно. Тепло, поглощаемое из одного воздушного потока с использованием промежуточного теплоносителя, осуществляющего указанные фазовые переходы за счет разности плотностей в нижней и верхней части трубы, передается другому воздушному потоку. В качестве теплоносителя используется озонобезопасный фреон.

6. Для подачи в помещение обработанного воздуха в агрегате на приточном канале установлен вентилятор радиальный двухстороннего всасывания 3 с двигателем с внешним ротором.

7. Для удаления вытяжного воздуха из помещения в агрегате в вытяжном канале установлен вентилятор 3, конструкция которого аналогична приточному вентилятору.

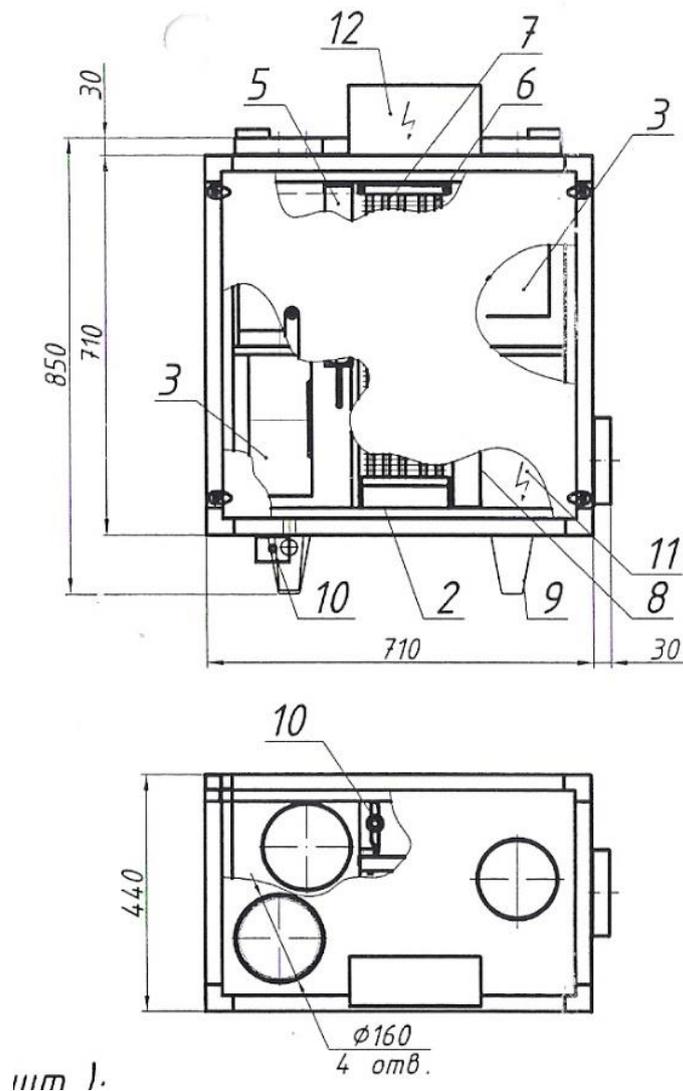
8. Для подогрева воздуха на сети устанавливается воздухонагреватель электрический, сблокированный с шумоглушителем, мощность 1,0 кВт. Воздухонагреватель служит для догрева воздуха по приточному каналу, система автоматики предусматривает плавное регулирование теплопроизводительности. Воздухонагреватель электрический имеет собственную защиту от перегрева в виде двух предохранительных термостатов – рабочего и аварийного.

9. В процессе охлаждения удаляемого воздуха на поверхности тепловых труб может образовываться конденсат, который стекает в поддон 2 с сифоном 4, который соединен с системой дренажа или с емкостью для сбора конденсата.

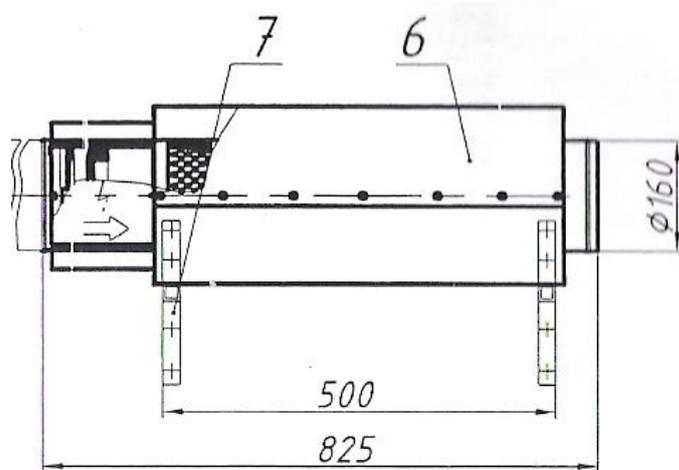
10. Управление работой агрегата в заданном режиме осуществляется системой автоматического управления и защиты 11 и 12.

11. При включении агрегата включаются двигатели приточного и вытяжного вентиляторов. Теплый воздух из помещения попадает в вытяжной канал агрегата, проходит через фильтр, где происходит очистка воздуха для предотвращения загрязнения теплообменника и поступает на ламели теплообменника-утилизатора, в котором осуществляется утилизация тепла, содержащегося

в удаляемом воздухе. Эффективная передача тепла от теплого потока воздуха к холодному обеспечивается испарительно-конденсационным циклом теплообменника. При работе теплообменник-утилизатор позволяет 80-85% тепла удаляемого воздуха передать приточному воздуху, что существенно снижает затраты тепловой или электрической энергии в системах приточно-вытяжной вентиляции.



**Рис.6.3 АВТУ-300**



**Рис. 6.4 Шумоглушитель со встроенным электрическим воздушонагревателем.**

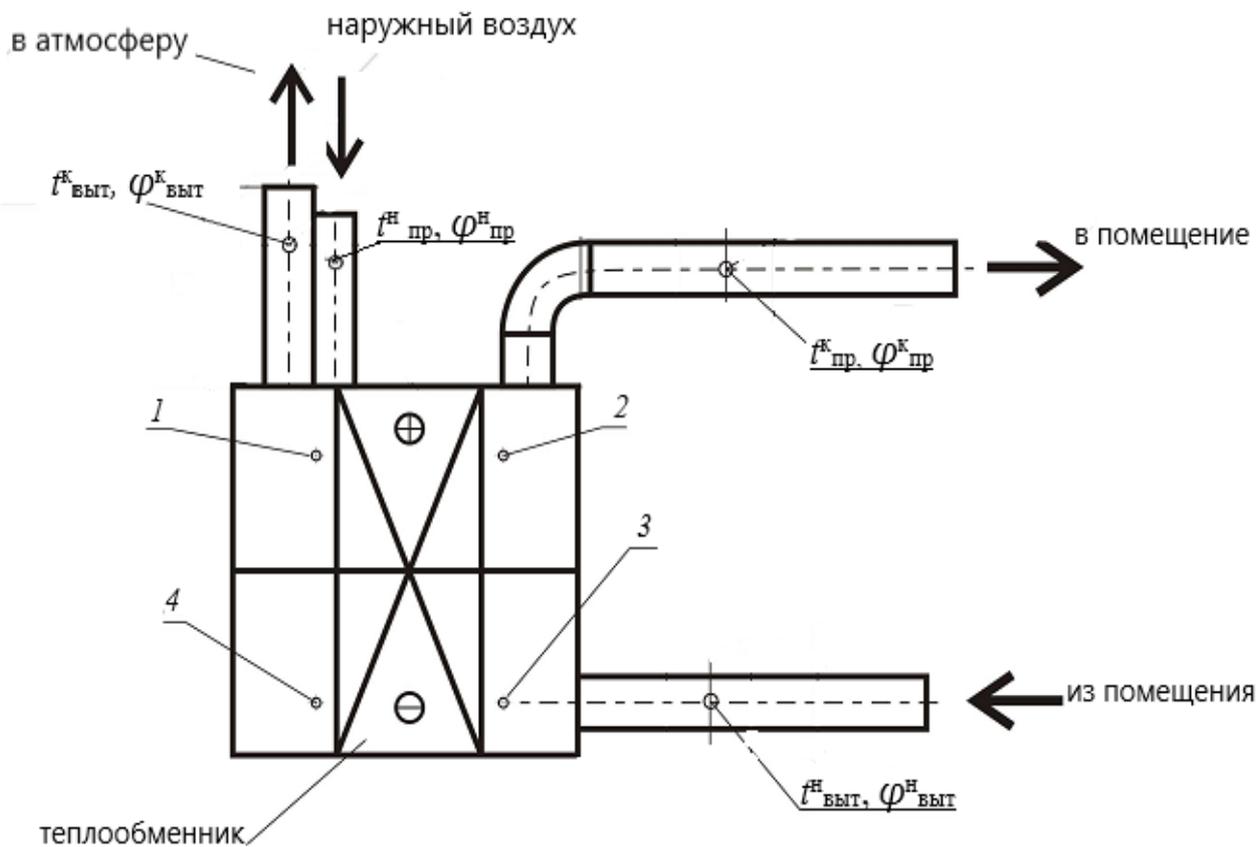


Рис. 6.5 Схема теплоутилизационной установки

#### 4. Методика проведения опыта

После включения вентиляционной установки и достижения стабильности расходов в приточном  $Q_{\text{пр}}$  и вытяжном  $Q_{\text{выт}}$  каналах агрегата производят замеры следующих параметров:

- барометрическое давление окружающего воздуха  $P_{\text{б}}$ , кПа;
- скорость воздуха до и после утилизатора  $v_{\text{пр}}$ ,  $v_{\text{выт}}$ , м/с;
- температуру окружающего воздуха  $t_{\text{вн}}$ , °С;
- температуру наружного воздуха  $t_{\text{нар}}$ , °С;
- температуру приточного воздуха, соответственно, до и после теплообменника  $t_{\text{пр}}^{\text{н}}$ ,  $t_{\text{пр}}^{\text{к}}$ , °С;
- температуру вытяжного воздуха, соответственно, до и после теплообменника  $t_{\text{выт}}^{\text{н}}$ ,  $t_{\text{выт}}^{\text{к}}$ , °С;
- относительную влажность вытяжного воздуха, соответственно, до и после теплообменника  $\varphi_{\text{выт}}^{\text{н}}$ ,  $\varphi_{\text{выт}}^{\text{к}}$ ;
- относительная влажность приточного воздуха, до и после теплообменника  $\varphi_{\text{пр}}^{\text{н}}$ ,  $\varphi_{\text{пр}}^{\text{к}}$ .

Измерение скорости, температуры и относительной влажности воздушных потоков проводится с помощью анемометра и термогигрометра.

Вычислить затраты электроэнергии на дополнительный подогрев уличного воздуха (кДж):

$$Q_{\text{догрева}} = L_{\text{пр}} \cdot c \cdot \rho_{\text{пр}}^{\text{к}} \cdot (t_{\text{вн}} - t_{\text{нар}}), \quad (1)$$

$$L = 3600 \cdot F \cdot v_{\text{пр}}, \quad (2)$$

где  $F$  – площадь сечения приточного или вытяжного воздуховода,  $\text{м}^2$  ( $F=0,02 \text{ м}^2$ );

$L_{\text{пр}}$  – объем приточного воздуха,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;

$c$  – теплоемкость воздуха,  $\text{кДж}/\text{кг}\cdot^\circ\text{С}$  ( $c = 1,005 \text{ кДж}/\text{кг}\cdot^\circ\text{С}$ );

$\rho$  – плотность воздуха,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$t_{\text{нар}}$  – наружная температура воздуха,  $^\circ\text{С}$ ;

$t_{\text{вн}}$  – температура в помещении,  $^\circ\text{С}$ .

По результатам измерений вычислить производительность агрегата  $Q_{\text{пр}}$ ,  $Q_{\text{выт}}$  ( $\text{кДж}$ ) по формуле:

$$Q_{\text{пр}} = L_{\text{пр}} \cdot \rho_{\text{пр}}^{\text{к}} \cdot c \cdot (t_{\text{пр}}^{\text{к}} - t_{\text{пр}}^{\text{н}}), \quad (3)$$

$$Q_{\text{выт}} = L_{\text{выт}} \cdot \rho_{\text{выт}}^{\text{к}} \cdot c \cdot (t_{\text{выт}}^{\text{н}} - t_{\text{выт}}^{\text{к}}), \quad (3)$$

где  $L_{\text{выт}}$  – объем вытяжного воздуха,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;

$L_{\text{пр}}$  – объем приточного воздуха,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;

$\rho_{\text{пр}}$ ,  $\rho_{\text{выт}}$  – соответственно плотность приточного и вытяжного воздуха,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$c$  – теплоемкость воздуха,  $\text{кДж}/\text{кг}\cdot^\circ\text{С}$  ( $c = 1,005 \text{ кДж}/\text{кг}\cdot^\circ\text{С}$ );

$t_{\text{пр}}^{\text{н}}$ ,  $t_{\text{пр}}^{\text{к}}$  – температура приточного воздуха,  $^\circ\text{С}$ ;

$t_{\text{выт}}^{\text{н}}$ ,  $t_{\text{выт}}^{\text{к}}$  – температура вытяжного воздуха,  $^\circ\text{С}$ .

Коэффициент температурной эффективности утилизации определяется по формуле:

$$\xi = \frac{Q_{\text{пр}}}{Q_{\text{выт}}} \quad (5)$$

КПД утилизационной установки рассчитывается по формуле:

$$\eta = \frac{(t_{\text{пр}}^{\text{к}} - t_{\text{пр}}^{\text{н}})}{(t_{\text{выт}}^{\text{н}} - t_{\text{пр}}^{\text{н}})} \quad (6)$$

где  $t_{\text{пр}}$  – температура на притоке до/после рекуператора и встроенного электронагревателя,  $^\circ\text{С}$ ;

$t_{\text{выт}}$  – температура на вытяжке до/после рекуператора,  $^\circ\text{С}$ .

Рассчитать экономию электроэнергии за отопительный период при использовании теплоутилизационного теплообменника ( $\text{кДж}$ ):

$$E = \frac{L_{\text{пр}} \cdot c \cdot \rho \cdot (t_{\text{вн}} - t_{\text{нар}}) \cdot \eta \cdot D \cdot \tau}{1000} \quad (7)$$

где  $\eta$  – эффективность рекуператора;

$L_{пр}$  – объем приточного воздуха, м<sup>3</sup>/ч;

$c$  – теплоемкость воздуха, кДж/кг·°C ( $c = 1,005$  кДж/кг·°C);

$\rho$  – плотность воздуха (кг/м<sup>3</sup>);

$t_{нар}$  – наружная температура воздуха, °C ( $t_{нар} = 0,2$ °C);

$t_{вн}$  – температура в помещении, °C ( $t_{вн} = 18$  °C);

$D$  – продолжительность отопительного периода для г. Бреста, дни ( $D=187$  дней),

$\tau$  – время работы вентиляции, час ( $\tau = 24$  часа).

Данные измерений и расчетов свести в таблицы 6.1, 6.2.

Таблица 6.1

Показатели		Показатели		Показатели	
$P_б$ , кПа		$v_{пр}$ , м/с		$v_{выт}$ , м/с	
$t_{вн}$ , °C		$t_{пр}^H$ , °C		$t_{выт}^H$ , °C	
$t_{нар}$ , °C		$t_{пр}^K$ , °C		$t_{выт}^K$ , °C	
$\varphi_{вн}$ , %		$\varphi_{пр}^H$ , %		$\varphi_{выт}^H$ , %	
$\varphi_{нар}$ , %		$\varphi_{пр}^K$ , %		$\varphi_{выт}^K$ , %	

Таблица 6.2

Расчетные данные		Расчетные данные		Расчетные данные	
$\rho_{вн}$ , кг/м <sup>3</sup>		$L_{пр}$ , м <sup>3</sup> /ч		$Q_{догрева}$ , кДж	
$\rho_{нар}$ , кг/м <sup>3</sup>		$L_{выт}$ , м <sup>3</sup> /ч		$E$ , кДж	
$\rho_{пр}^H$ , кг/м <sup>3</sup>					
$\rho_{пр}^K$ , кг/м <sup>3</sup>		$Q_{пр}$ , Вт		$\xi$	
$\rho_{выт}^H$ , кг/м <sup>3</sup>		$Q_{выт}$ , Вт		$\eta$	
$\rho_{выт}^K$ , кг/м <sup>3</sup>					

## 5. Контрольные вопросы

1. Основные элементы вентиляционного агрегата, их назначение и работа.
2. Принцип работы тепловой трубки.
3. Принцип работы рекуперативного пластинчатого теплообменника.
4. Принцип работы кожухотрубных теплообменников-утилизаторов.
5. Принцип работы установок утилизации тепла вытяжного воздуха с промежуточным теплоносителем.
6. Принцип работы роторного регенеративного теплоутилизатора.
7. Основные типы теплообменников-утилизаторов, примененных в системах вентиляции и кондиционирования воздуха.
8. Достоинства систем вентиляции с теплоутилизаторами.
9. От чего зависит выбор типа регенеративного теплообменника?

## Лабораторная работа № 7

### Испытание вентиляционных систем и составление паспортов вентиляционных установок

**1. Цель работы:** провести техническое испытание с целью проверки соответствия фактического режима работы системы расчетному и получения технических характеристик системы, необходимых для составления паспорта.

#### 2. Основы теории

Монтажные организации, которые занимаются инженерными системами, по окончании строительного-монтажных работ должны проводить испытания. К таким испытаниям относится испытание системы вентиляции. Оно включает в себя проведение испытаний вентиляторов, а также другого оборудования, которое имеет привод. Испытываются также клапаны и приводы.

После завершения испытания представители монтажных или наладочных организаций приступают к регулировке систем вентиляции. На этом этапе:

- осуществляется проверка качества монтажа и завершённость;
- производится наладка расходов воздуха до проектных расходов;
- проверяется равномерность прогрева калорифера;
- проверяется работа естественной вентиляции;
- производится проверка одновременной работы нескольких вентиляторов в одной сети.

В завершении работ по наладке и соблюдению соответствия проектным документам и нормативам, оформляется **паспортизация** – выдаются паспорта на каждую систему вентиляции и кондиционирования.

**Паспортизация** – это документирование вентиляционной системы (заполнение паспорта) и аэродинамические испытания вентилятора, на основании которых заполняются графы паспорта.

**Паспорт системы вентиляции** – это документ, предоставляемый контрольной организацией, включающий в себя информацию о наименовании монтажной организации и застройщика, контакты, данные об установленном оборудовании. Паспортизация вентиляционных систем – это обязательная процедура для предприятий и зданий, использующих в помещениях принудительную вентиляцию.

Паспорт системы вентиляции и кондиционирования – это документ, подтверждающий, что данная вентиляционная система была смонтирована и налажена согласно действующих строительных норм и правил противопожарной безопасности.

Паспорт вентиляционной системы включает в себя:

1. наименование объекта;
2. адрес объекта;
3. назначение вентиляционной системы;
4. тип и режимы работы вентиляционной системы;
5. местонахождение оборудования;
6. описание системы автоматики;
7. технические характеристики оборудования;
8. вентиляторов, электродвигателей, калориферных установок, пылеочистительных и увлажнительных устройств;

9. основные технические характеристики системы: расход воздуха, его температура;

10. потребление электроэнергии (удельное, максимальное);

11. энергосбережение (плавный пуск, рекуперация, ...).

Паспорт является основным документом вентиляционной системы, и нужен, при правильной организации работы, для эффективной эксплуатации вентсистемы.

Форма паспорта представлена в приложении Д СТБ 2021-2009 «Монтаж систем вентиляции и кондиционирования воздуха зданий и сооружений. Контроль качества работ».

Обязательным условием заполнения паспорта является заполнение таблицы с проектными и фактическими расходами воздуха.

Важный раздел паспорта систем вентиляции – таблица расхода воздуха по сети и обслуживаемым помещениям. При паспортизации вентсистем в документ заносится также аэродинамическая схема с указанием точек замера.

Паспорт вентсистемы подшиваются в техническую документацию по наладке объекта. В неё также входят аксонометрические схемы систем вентиляции, в которых указаны реальные расходы воздуха и сечения воздухораспределительных устройств.

После завершения всех работ техническую документацию представляют в составе приёмо-сдаточной документации при сдаче объекта Заказчику и Органам государственного надзора.

После приёмки объекта в эксплуатацию, техническая документация передаётся эксплуатирующей организации. На основании данных, указанных в паспортах вентсистем, в дальнейшем разрабатываются инструкции по эксплуатации на каждую единицу оборудования. Эксплуатирующая организация заполняет паспорт на каждую систему вентиляции, в котором фиксируется любое изменение.

Проводят паспортизацию систем вентиляции и кондиционирования, используя современную измерительную аппаратуру. Все приборы имеют соответствующую государственную аттестацию.

Дополнительно может проводиться определение состояния и эффективности воздушных фильтров, измерение действительной производительности вентиляционной системы, кратности воздухообмена в помещениях и эквивалентных уровней шума и вибрации системы вентиляции и ее отдельных частей.

### **3. Описание работы**

При технических испытаниях и составлении паспорта проверке подлежат:

- производительность, развиваемое давление, число оборотов рабочих колес вентилятора;
- расход воздуха через вентиляционные отверстия;
- теплопроизводительность воздухонагревателя;
- температура приточного воздуха;
- степень очистки воздуха в фильтре и сопротивление.

Измерение значения указанных величин должны соответствовать паспортным данным.

Допустимые отклонения не должны превышать:

по объему воздуха, проходящего через участки воздухопроводов общеобменных установок	± 10%
по объему воздуха, проходящего через приточные и вытяжные отверстия общеобменных установок	± 20%
по температуре приточного воздуха	± 2%

Путем наладки и регулирования необходимо довести параметры до заданных значений с допустимыми отклонениями.

После проведения испытания составляют паспорт на вентиляционную установку. В паспорт вносят результаты обработки замеров, проводимых при техническом испытании.

#### 4. Проведение испытаний

1. Испытания следует проводить не ранее чем через 15 мин после пуска вентиляционного агрегата.

2. При испытаниях измеряют:

- барометрическое давление окружающей среды  $B_A$ , кПа;
- температуру наружного воздуха  $t_n$ , °С;
- температуру воздуха в рабочей зоне  $t_{р.з.}$ , °С;
- температуру приточного воздуха  $t_{п.}$ , °С;
- скорость воздушного потока на выходе из воздухопровода  $v$ , м/с;
- статическое давление в точке мерного сечения  $P_c$ , Па;
- динамическое давление в точке мерного сечения  $P_d$ , Па;
- полное давление воздуха в точке мерного сечения  $P_{п.}$ , Па.

*Примечание:* Измерение статического или полного давлений производят при определении давления, развиваемого вентилятором, и потерь давления в вентиляционной сети или на ее участке.

3. Обработка результатов измерений.

На основе величин, измеренных в соответствии с программой, определяют:

3.1. Расход воздуха  $L$ , м<sup>3</sup>/ч, в воздуховоде определяется по формуле

$$L = 3600 \cdot F \cdot v_{cp}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (1)$$

где  $F$  – площадь сечения воздухопровода, м<sup>2</sup>;

$$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = a \cdot b$$

Средняя скорость воздуха определяется из уравнения

$$v_{cp} = k \cdot v_{max}, \text{ м/с} \quad (2)$$

где  $k$  – коэффициент поля скоростей; он учитывает неравномерность распределения скоростей воздуха в поперечном сечении воздухопровода, определяется опытным путем и для небольших по диаметру круглых и гладких воздухопроводов принимается равным 0,9–0,95;

$v_{max}$  – максимальная скорость воздушного потока на оси воздухопровода, м/с.

Максимальная скорость воздушного потока определяется по формуле

$$v_{max} = \sqrt{\frac{2 \cdot P_D}{\rho}}, \text{ м/с} \quad (3)$$

где  $\rho$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

3.2. Объемный расход  $L^{об}$ , м<sup>3</sup>/с, определяют по формуле

$$L^{об} = F \cdot v_{cp} \quad (4)$$

3.3. Плотность перемещаемого воздуха определяют по формуле

$$\rho = \frac{B_A + P_C}{R \cdot K_\phi \cdot (t + 273)}, \quad (5)$$

где  $R = 283$  Дж/кг·К – универсальная газовая постоянная;

$K_\phi$  – коэффициент, зависящий от температуры и влажности перемещаемого воздуха, определяется по табл. 7.1.

Таблица 7.1. – Зависимость коэффициента  $K_\phi$  от температуры и влажности перемещаемого воздуха

$t, ^\circ\text{C}$	10		20		30		40		50	
$\phi, \%$	50	100	50	100	50	100	50	100	50	100
$K_\phi$	0,998	1,003	1,000	1,005	1,004	1,012	1,010	1,025	1,020	1,040

Данные измерений и расчетов свести в таблицу 7.2. По результатам испытаний заполнить паспорт (приложение 1) на вентсистему.

Испытание вентиляционных систем										
							группа			
							дата			
барометрическое давление окружающей среды							$B_A =$		кПа	
температура наружного воздуха							$t_H =$		°C	
температура воздуха в рабочей зоне							$t_{p.z.} =$		°C	
температура приточного воздуха							$t_{п} =$		°C	
№ точки замера	Площадь сечения, м <sup>2</sup>	Температура, °C	Давление, Па			Скорость, м/с (фактическая)	Расход воздуха, м <sup>3</sup> /ч (фактический)	Скорость, м/с (расчетная)	Расход воздуха, м <sup>3</sup> /ч (расчетный)	Невязка, %
			$P_{п}$	$P_C$	$P_D$					
1										
2										
3										
4										
5										
1.1										
1.2										
1.3										

## **5. Контрольные вопросы**

1. Как определить по замерам потери давления между двумя последовательными сечениями?
2. Из чего складываются потери давления между двумя сечениями воздуховода?
3. Какие работы проводят при испытании и наладке систем вентиляции?
4. Что такое паспортизация вентсистемы? Когда оформляется паспортизация?
5. Что такое паспорт вентсистемы, и какие разделы в него должны быть включены?
6. Какие параметры подлежат проверке при технических испытаниях и составлении паспорта?
7. Какими приборами вы пользовались при испытании вентсистемы?
8. Допустимые отклонения измеряемых параметров при паспортизации вентсистемы.
9. Куда направляется паспорт исследуемой вентсистемы и кто проводит паспортизацию?

## Приложение

БрГТУ

(наименование ведомства,  
Кафедра ТГВ, группа ТВ  
наладочной организации)

### ПАСПОРТ ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ (СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА)

Объект Учебно-лабораторный корпус №3

Зона (цех) аудитория 3 / 116

#### А. Общие сведения

1. Назначение системы Приточная система П1

2. Местонахождение оборудования системы \_\_\_\_\_

#### Б. Основные технические характеристики оборудования системы

##### 1. Вентилятор

Данные	Тип	№	Диаметр колеса Дном, мм	Подача, м <sup>3</sup> /ч	Полное давление, Па	Диаметр шкива, мм	Частота вращения, с <sup>-1</sup>
По проекту	*	*	*	*	*		
Фактически							

Примечание \_\_\_\_\_

##### 2. Электродвигатель

Данные	Тип	Мощность, кВт	Частота вращения, с <sup>-1</sup>	Диаметр шкива, мм	Вид передачи
По проекту	*	*			*
Фактически					

Примечание \_\_\_\_\_

##### 3. Воздуонагреватели, воздухоохладители, в том числе зональные

Данные	Тип или модель	Число	Схема		Вид и параметры теплохладоно- сителя	Опробование* теплообменников на рабочее давление (выполнено, не выполнено)
			Обязки по теплохладо- носителю	Расположения по воздуху		
По проекту	*	*	*	*	*	
Фактически						

\*Выполняется монтажной организацией с участием заказчика (наладочной организации).

Примечание \_\_\_\_\_

##### 4. Пылегазоулавливающее устройство

Данные	Наименование	№	Число	Расход воздуха, м <sup>3</sup> /ч	% подноса (выбив)	Сопротивление, Па
По проекту	*	*	*	*		*
Фактически						

Примечание \_\_\_\_\_

##### 5. Увлажнитель воздуха

Данные	Насос				Электродвигатель			Характеристика увлажнения
	тип	подача, м <sup>3</sup> /ч	давление перед форсунками, кПа	частота вращения, с <sup>-1</sup>	тип	мощность, кВт	частота вращения, с <sup>-1</sup>	
По проекту								
Фактически								

Примечание \_\_\_\_\_

***В. Расходы воздуха по помещениям (по сети)***

Номер мерного сечения	Наименование помещений	Расход воздуха, м <sup>3</sup> /ч		Невязка, % (отклонения от показателей)
		по расчету	фактически	

**Схема системы вентиляции (кондиционирования воздуха)**

Примечание. Указываются выявленные отклонения от проекта (рабочего проекта) и их согласование с проектной организацией или устранение.

Представитель наладочной организации \_\_\_\_\_  
(подпись, инициалы, фамилия)

Ответственный исполнитель \_\_\_\_\_  
(подпись, инициалы, фамилия)

Учебное издание

**Составители:**

*Сальникова Светлана Рудольфовна*

*Клюева Елена Владимировна*

*Шпендик Наталья Николаевна*

*Янчилин Павел Фёдорович*

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ  
к лабораторным работам по дисциплине

**«ВЕНТИЛЯЦИЯ»**

*для студентов специальности*

*7-07-0732-02 Инженерные сети, оборудование зданий и сооружений*

*Профилизация:*

*Теплогазоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна  
всех форм обучения,*

*слушателей ИПКиП специальности*

*9-09-0732-03 Теплогазоснабжение, вентиляция  
и охрана воздушного бассейна*

*Текст печатается в авторской редакции,  
орфографии и пунктуации*

Ответственный за выпуск: Клюева Е. В.

Редактор: Винник Н. С.

Компьютерная вёрстка: Соколюк А. П.

---

Подписано в печать 25.11.2024 г. Формат 60x84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага «Performer».  
Гарнитура «Times New Roman». Усл. печ. л. 2,33. Уч. изд. л. 2,50. Заказ № 1158. Тираж 30 экз.  
Отпечатано на ризографе учреждения образования «Брестский государственный  
технический университет». 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.  
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,  
распространителя печатных изданий № 3/1569 от 16.10.2017 г.