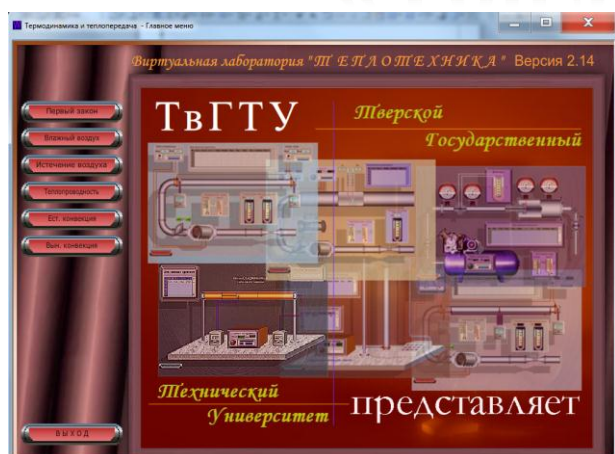


Лабораторный практикум «Теплотехника»



Содержание

Работа № 1. Первый закон термодинамики в приложении к решению одного из видов технических задач.

Работа № 2. Определение параметров влажного воздуха.

Работа № 3. Исследование процесса истечения воздуха через суживающееся сопло.

Работа № 4. Определение коэффициента теплопроводности теплоизоляционного (метод цилиндрического слоя).

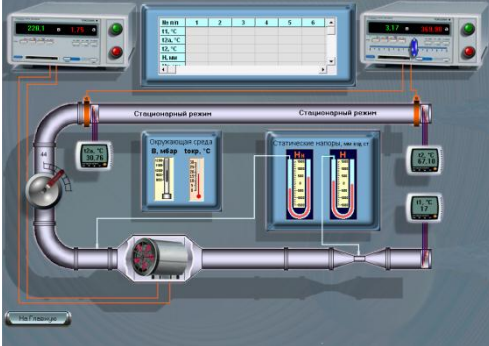
Работа № 5. Теплоотдача вертикального цилиндра при естественной конвекции.

Работа №6. Исследование процессов теплообмена на горизонтальном трубопроводе

ПЕРВЫЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ В ПРИЛОЖЕНИИ

К РЕШЕНИЮ ОДНОГО ИЗ ВИДОВ ТЕХНИЧЕСКИХ ЗАДАЧ.

1. Цель работы. Закрепление знаний по теории первого закона термодинамики для потока:



- Определение с помощью уравнения первого закона термодинамики количества теплоты, отдаваемого в окружающую среду в условиях лабораторной установки.
- Расчетный энергетический баланс на участке без подогрева воздуха.
- Расчетный энергетический баланс на участке с подогревом воздуха.

2. Основные положения. Одно из возможных формульных представлений первого закона термодинамики в расчете на 1 кг массы рабочего тела имеет вид:

$$\sum_{(j)} q_j + \sum_{(j)} l_j = \Delta h + \Delta \mathcal{E}_{кин} + \Delta \mathcal{E}_{пот}, \quad \text{где } \sum_{(j)} q_j \text{ и } \sum_{(j)} l_j \text{ - соответственно, суммарные}$$

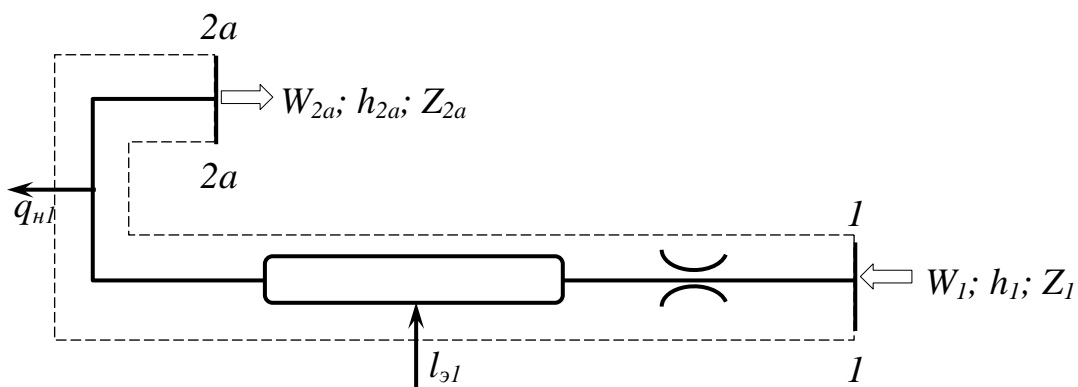
количества теплоты и технической работы, переносимые через контрольную оболочку термодинамической системы; $\Delta h = h_2 - h_1$ - изменение энтальпии рабочего тела;

$$\Delta \mathcal{E}_{кин} = \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} \text{ - изменение кинетической энергии потока } l \text{ кг рабочего тела;}$$

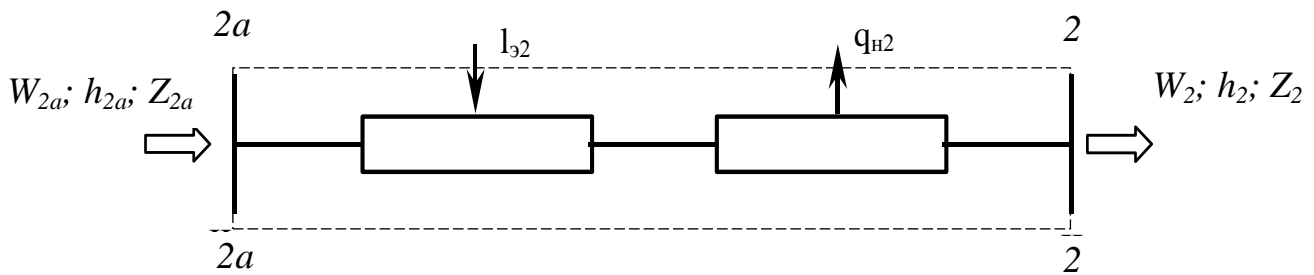
$$\Delta \mathcal{E}_{пот} = g \cdot (Z_2 - Z_1) \text{ - изменение потенциальной энергии потока } l \text{ кг рабочего тела;}$$

h_1, W_1 и Z_1 - соответственно, энтальпия, скорость и геометрическая высота от условного уровня отсчета для входного сечения потока рабочего тела; h_2, W_2 и Z_2 - соответственно, энтальпия, скорость и геометрическая высота от условного уровня отсчета для выходного сечения потока рабочего тела.

Вся термодинамическая система делится на два участка (две подсистемы): первый участок - от входного сечения $1 - 1$ до сечения $2a - 2a$.



второй - от сечения $2a - 2a$ до сечения $2 - 2$.



Каждый из этих участков заключается в свою контрольную оболочку (на схеме показаны пунктирной линией).

При установившемся режиме теплообмена в установке внутри и с окружающим воздухом температура трубы (t_x) не меняется.

В условиях этого стационарного режима работы установки уравнение первого закона термодинамики для 1 -го участка (подсистемы) приобретает вид:

$$q_{н1} = h_{2a} - h_1 + \frac{W_{2a}^2 - W_1^2}{2} + g \cdot (Z_{2a} - Z_1) + l_{э1}.$$

Знаки таких величин, как $q_{н1}$ и $l_{э1}$ в уравнении первого закона должны приниматься с учётом направления передачи энергии в виде тепла или работы.

Поэтому работа электрического тока, подаваемого на электродвигатель компрессора, определяемая по уравнению будет иметь знак «-»:

$l_{э1} = -\frac{N_э}{G} = -\frac{I_k \cdot U_k}{G}$, где G - расход воздуха, рассчитываемый по показаниям вакуумметра воздухомерного устройства; $N_э$ - мощность, потребляемая электродвигателем компрессора, оценивается по показаниям амперметра и вольтметра. Часть этой мощности передается воздуху в виде технической работы, совершаемой компрессором, а часть - в виде тепла; $q_{н1}$ - количество тепла, отдаваемое системой на 1 -ом участке в окружающую среду.

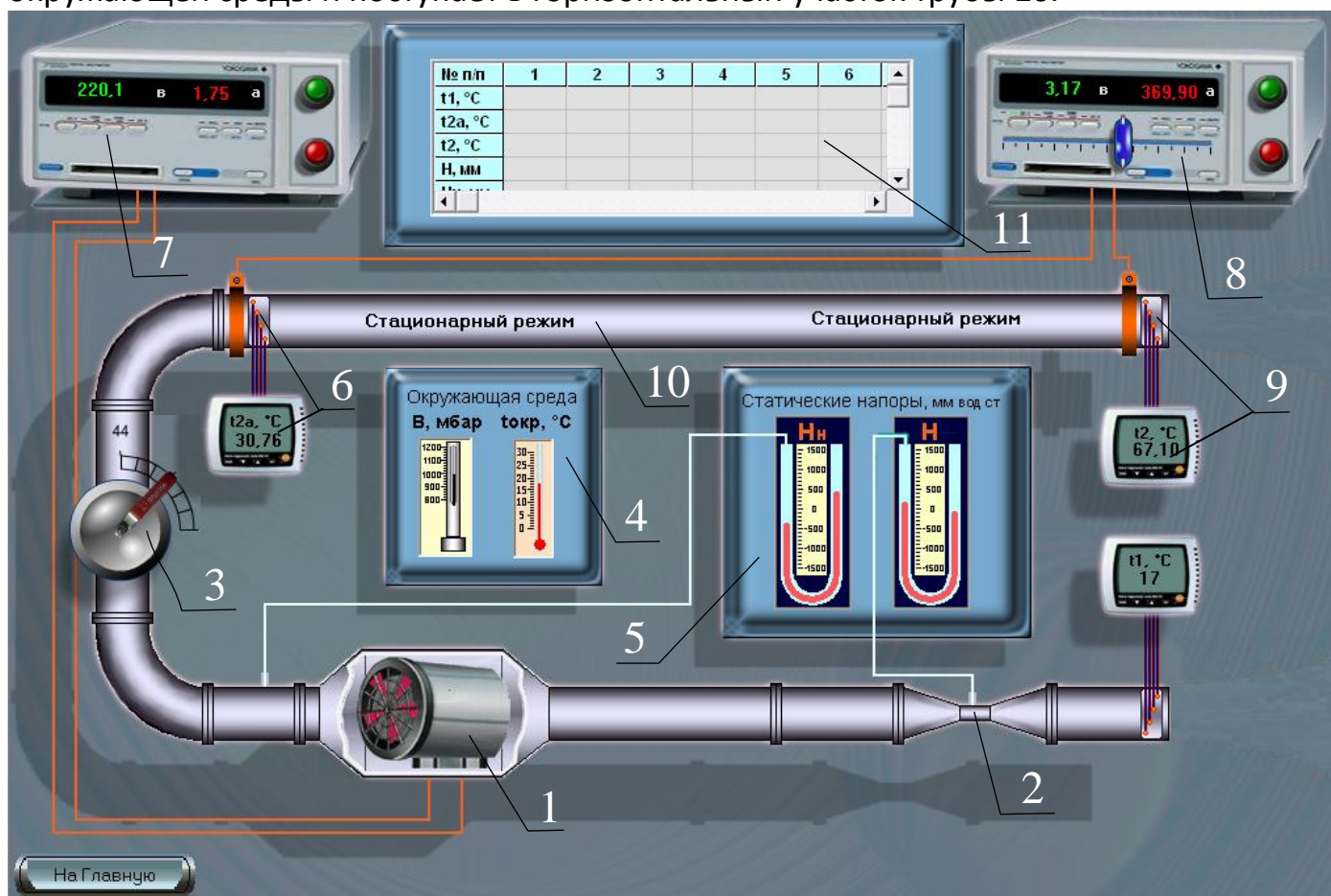
Расчетная схема 2 -го участка может быть представлена в следующем виде:

Уравнение первого закона термодинамики для 2 -го участка (подсистемы) приобретает вид:

$$q_{н2} = h_2 - h_{2a} + \frac{W_2^2 - W_{2a}^2}{2} + g \cdot (Z_2 - Z_{2a}) + l_{э2}$$

Работа электрического тока, подаваемого на нагрев трубы, определяемая по уравнению: $l_{э2} = -\frac{N_n}{G} = -\frac{I_n \cdot U_n}{G}$, где N_n - мощность, потребляемая на нагрев трубы, преобразуемая целиком в тепло и оцениваемая по показаниям амперметра и вольтметра. Часть этой мощности отводится в окружающую среду; $q_{н2}$ - количество тепла, отдаваемое системой на 2 -ом участке в окружающую среду.

3. Схема и описание установки. Рабочее тело - воздух компрессором **1** забирается из окружающей среды и поступает в горизонтальный участок трубы **10**.



Воздух на пути из окружающей среды в компрессор проходит через воздухомерное устройство **2** типа «труба Вентури». Количество воздуха, проходящее через установку, может изменяться с помощью заслонки **3**.

Параметры окружающей среды измеряются приборами, расположенными на панели **4** «Окружающая среда» (ртутный, чашечный барометр и жидкостно-стеклянный термометр).

На панели **5** «Статические напоры», расположены два U-образных манометра для измерения статических давлений в сечениях: «горло» воздухомера (H), на выходе из компрессора (H_H).

В результате подведенного тепла, воздух, проходя от сечения $I - I$, где его температура равна температуре окружающей среды $t_1 = t_{окр}$, нагревается до температуры t_{2a} , которая измеряется термопарами **6** в комплекте с вторичным прибором.

Для определения мощности, подведенной к электродвигателю компрессора, служит прибор **7**, с размещенными на нем амперметром и вольтметром.

Мощность, расходуемая на нагрев горизонтального участка трубы, определяется по показаниям вольтметра и амперметра, расположенных на приборе **8**. Здесь же находится ползунок автотрансформатора для регулирования нагрева трубы.

Температура на выходе из горизонтальной трубы измеряется комплектом термопар **9** с вторичным прибором.

Результаты наблюдений фиксируются в таблице **11** на экране.

4. Расчетные формулы и расчеты.

1. Атмосферное давление ($P_{атм}$, бар) находится с учетом температурного расширения столбика ртути барометра по формуле:

$$P_{атм} = \frac{B \cdot 10^{-3}}{1 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot t_{окр}}$$

2. Перепад давления (ΔP , Па) воздуха в воздухомере: $\Delta P = g \cdot H$, где g - ускорение свободного падения, равное $9,81 \text{ м/сек}^2$; H – показание вакуумметра («горло») воздухомера, в мм вод.ст.

3. Плотность воздуха ($\rho_в$, кг/м³) по состоянию в «горле» воздухомера:

$\rho_в = \frac{(P_{атм} \cdot 10^5 - \Delta P)}{R \cdot (t_1 + T_0)}$, где R - характеристическая газовая постоянная воздуха, равная $287 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$.

4. Расход воздуха: $G = 0,525 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{\rho_в \cdot \Delta P}$.

5. Плотность воздуха ($\rho_{2а}$, кг/м³) на выходе из компрессора и на входе в

горизонтальную трубу: $\rho_{2а} = \frac{(P_{атм} \cdot 10^5 + g \cdot H_n)}{R \cdot (t_{2а} + T_0)}$, где $t_{2а}$ - температура воздуха на выходе из компрессора и на входе в горизонтальную трубу (сечение $2а$), °C; H_n - показание пьезометра (после компрессора), в мм вод.ст.

6. Плотность воздуха (ρ_2 , кг/м³) на выходе из трубы: $\rho_2 = \frac{P_{атм} \cdot 10^5}{R \cdot (t_2 + T_0)}$, где t_2 - температура воздуха на выходе из трубы (сечение 2), °C.

7. Значение энтальпии воздуха (h_j , кДж/кг) в сечениях 1, 2а и 2 определяется по общему уравнению: $h_j = \tilde{n}_p \cdot t_j$, где c_p - теплоемкость воздуха при постоянном давлении, которая может быть принята не зависящей от температуры и равной $1,006 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{°C)}$; t_j - температура в рассматриваемом сечении, °C; j – индекс рассматриваемого сечения (1, 2а и 2).

8. Средняя скорость потока (W_j , м/с) в сечениях 2а и 2 определяется соответственно по общему уравнениям: $W_{2а} = \frac{G}{(\rho_{2а} \cdot F)}$ и $W_2 = \frac{G}{(\rho_2 \cdot F)}$, где F - площадь проходного сечения для потока воздуха, одинаковая для сечений 2а и 2 и равная $1,35 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$; ρ_j - плотность воздуха в рассматриваемом сечении, кг/м³; j - индекс рассматриваемого сечения (2а и 2).

Скорость потока воздуха в сечении 1 (на входе в воздухомер из окружающей среды) должна быть принята равной $W_1 = 0$.

9. Изменение потенциальной энергии на участке 1 - 2а:

$$\Delta \mathcal{E}_{ном} = g \cdot (Z_{2а} - Z_1) \cdot 10^{-3}.$$

Так как в данной работе $(Z_{2a} - Z_1) = 0,9 \text{ м}$, то $\Delta \mathcal{E}_{ном} = 0,009 \text{ кДж/кг}$ одинаково для всех опытов.

10. Работа электрического тока ($l_{э1}$, кДж/кг) на 1-ом участке (подсистеме):

$$l_{э1} = -\frac{I_k \cdot U_k}{G} \cdot 10^{-3}, \text{ где } I_k - \text{ сила тока, потребляемая электродвигателем}$$

компрессора, a ; U_k - напряжение, подаваемое на электродвигатель компрессора, b .

12. Работа электрического тока ($l_{э2}$, кДж/кг) на 2-ом участке (подсистеме):

$$l_{э2} = -\frac{I_n \cdot U_n}{G} \cdot 10^{-3}, \text{ где } I_n - \text{ сила тока, потребляемая на нагрев трубы, } a; U_n -$$

напряжение, подаваемое на нагрев трубы, b .

13. Мощность потребляемая на нагрев трубаы в Вт: $N_i = I_i \cdot U_i$.

14. Пояснения к расчетам некоторых величин при заполнении таблицы результатов расчета:

$$\Delta h_1 = C_p \cdot (t_{2a} - t_1); \Delta \mathcal{E}_{кин1} = \frac{W_{2a}^2}{2} \cdot 10^{-3}; q_{н1} = \Delta h_1 + \Delta \mathcal{E}_{кин1} + \Delta \mathcal{E}_{ном1} + (-l_{э1});$$

$$\Delta h_2 = C_p \cdot (t_2 - t_{2a}); \Delta \mathcal{E}_{кин2} = \frac{(W_2^2 - W_{2a}^2)}{2} \cdot 10^{-3}; q_{н2} = \Delta h_2 + \Delta \mathcal{E}_{кин2} + (-l_{э2})$$

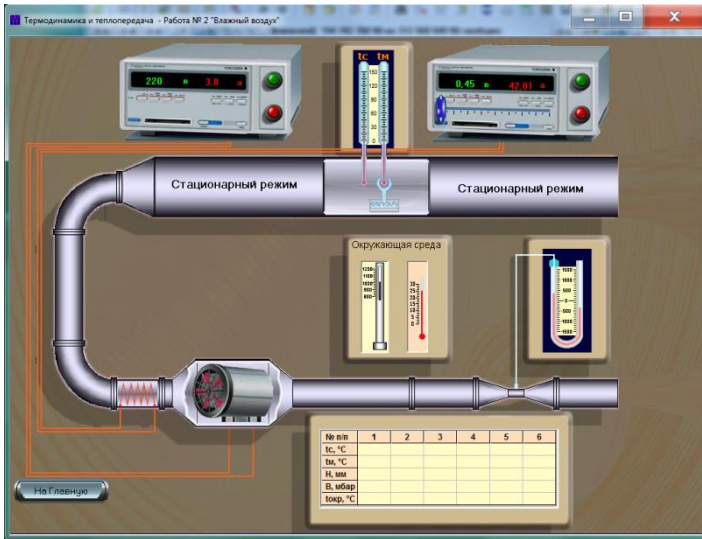
5. Контрольные вопросы.

1. Сформулируйте цель лабораторной работы и поясните, как достигается поставленная цель?
2. Назовите основные узлы экспериментальной установки и укажите их назначение.
3. Какими методами измеряется температура в данной работе?
4. Как измеряется и регулируется расход воздуха в данной работе?
5. На что расходуется мощность, подведенная к компрессору, и как она определяется?
6. Сформулируйте и напишите аналитические выражения первого закона термодинамики для замкнутой и разомкнутой оболочек.
7. Каков физический смысл величин, входящих в уравнения первого закона термодинамики для замкнутой и разомкнутой оболочек?
8. Дайте определение и поясните физический смысл понятий теплоты и работы в технической термодинамике.
9. Что означают знаки « + » и « - » для теплоты и работы?
10. На что и каким образом влияет изменение нагрева трубы при постоянном расходе воздуха?
11. На что расходуется мощность, подведенная для нагрева трубы, и как она определяется?
12. . Как осуществляется выбор контрольных оболочек (границ) подсистем (системы) применительно к данной лабораторной работе?
13. В каком месте и почему границы подсистем (системы) размыкаются?
14. Что называется внутренней энергией рабочего тела? Свойства внутренней энергии и расчетные формулы.
15. Что называется энтальпией рабочего тела? Свойства энтальпии и расчетные формулы.

Работа 2.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

1. Цель работы. Закрепление знаний по разделу влажный воздух:



- Определение экспериментальным путем на лабораторной установке параметров влажного воздуха.
- Исследование процессов изменения параметров влажного воздуха с использованием диаграммы *I-d*.

2. Основные положения. Влажный воздух представляет собой смесь сухого воздуха и водяного пара. Влажный воздух можно рассматривать с некоторыми допущениями как газовую смесь, к которой применимы законы идеального газа.

Закон Дальтона формулируется так: общее давление смеси равно сумме парциальных давлений компонентов. Каждый газ ведет себя так, как если бы он был один в сосуде, занимая весь объем смеси: $B = p_v + p_n$, где B – барометрическое давление; p_v и p_n – парциальные давления, соответственно, сухого воздуха и водяного пара.

Уравнение состояния для идеального газа может быть использовано как для сухого воздуха, так и для водяного пара, находящегося во влажном воздухе, так как во влажном ненасыщенном воздухе влага находится в состоянии перегретого пара. Уравнение состояния можно записать в следующем виде:

$P \cdot V = m \cdot R \cdot T$ или для 1 кг рабочего тела: $P \cdot v = R \cdot T$, где P – парциальное давление компонента, Па; V – объем газовой смеси, m^3 ; m – масса газа, кг; R – характеристическая газовая постоянная, Дж/(кг·град); T – абсолютная температура, К; v – удельный объем газа, $m^3/кг$.

Содержание водяного пара во влажном воздухе может быть выражено по-разному: через абсолютную или относительную влажность, или влагосодержание.

Абсолютная влажность воздуха характеризует массу водяного пара, которая содержится в $1 m^3$ влажного воздуха. Так как объем водяного пара в $1 m^3$ влажного воздуха также составляет $1 m^3$, то можно сказать, что абсолютная влажность численно равна плотности водяного пара в смеси ρ_{nv} , $кг/м^3$. Таким образом, абсолютная влажность представляет собой объемную концентрацию пара. Концентрация влаги в воздухе может изменяться. Воздух, который способен поглощать водяной пар, называется ненасыщенным, причем эта его способность к насыщению зависит от температуры.

Чем выше температура, тем больше движущая сила процесса сушки, определяемая разностью парциальных давлений паров растворителя над материалом и в окружающем воздухе. Влага переходит из материала в воздух до наступления состояния равновесия. При насыщении воздух не поглощает влагу, и избыточная влага начинает конденсироваться. Поэтому в процессе сушки очень важно знать способность воздуха к насыщению, которая характеризуется относительной влажностью φ .

Относительная влажность — это отношение концентрации водяного пара ненасыщенного воздуха или газа к концентрации водяного пара насыщенного воздуха или газа при одинаковых температурах и давлениях, т. е. это отношение плотности водяного пара при данных условиях к плотности, предельно возможной при той же

температуре и том же барометрическом давлении: $\varphi = \frac{\rho_n}{\rho_n}$, где ρ_n — плотность пара в

ненасыщенном состоянии (перегретого пара), $\text{кг}/\text{м}^3$; ρ_n — плотность пара в состоянии насыщения (сухого насыщенного пара), $\text{кг}/\text{м}^3$.

Относительную влажность воздуха можно выразить с небольшой погрешностью отношением парциального давления пара в воздухе к парциальному давлению насыщенного водяного пара при той же температуре. Ошибка при предположении, что водяной пар является идеальным газом, составляет приблизительно 1,5%, что вполне допустимо при инженерных расчетах. Тогда относительная влажность воздуха

при температуре t менее 100°C : $\varphi_{t < 100^\circ\text{C}} = \frac{\rho_n}{\rho_n} \cong \frac{p_n}{p_n}$.

При температуре выше 100°C относительная влажность определяется по формуле: $\varphi_{t > 100^\circ\text{C}} = \frac{\rho_n}{\rho_{\max}} \cong \frac{p_n}{B}$, где B — барометрическое давление, Па ;

$\rho_{\max} = \frac{B}{R_v \cdot T}$ — плотность пара в состоянии насыщения, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Для абсолютно сухого воздуха, когда $p_n = 0$, относительная влажность тоже равна 0. Для воздуха, насыщенного водяными парами, $p_n = p_n$ и $\varphi = 1$. Поэтому можно сказать, что относительная влажность является показателем степени насыщения воздуха водяными парами.

Влагосодержание воздуха. Влагосодержанием влажного воздуха (d , $\text{г}/\text{кг}$ сух.воз.) называется масса водяного пара в граммах, приходящаяся на 1 килограмм

абсолютно сухого воздуха: $d = 1000 \cdot \frac{M_n}{M_g}$, где M_n и M_g — соответственно массы

водяного пара и сухого газа, кг .

Используя уравнение состояния для влажного воздуха, запишем:

$$d = 622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_n}{B - \varphi \cdot p_n}, \text{ г}/\text{кг сух.воз.}$$

Величина B , входящая в формулу, определяется по показанию барометра и должна иметь такую же размерность, как и давление насыщения (p_n). Влагосодержание воздуха зависит от относительной влажности, парциального давления насыщенного

водяною пара и барометрического давления. Для насыщенного воздуха ($\varphi = 1$) с возрастанием парциального давления (или температуры насыщения) увеличивается количество влаги в газе. С увеличением барометрического давления влагосодержание воздуха падает. При температуре более $100\text{ }^\circ\text{C}$ $p_n = B$, тогда формула для

влагосодержания приобретает следующий вид: $d_{t>100\text{C}} = 622 \cdot \frac{\varphi}{1-\varphi}$, т. е. величина d

при $t > 100\text{ }^\circ\text{C}$ зависит только от φ .

Теплосодержание (I , кДж/кг сух.воз.) влажного воздуха, в котором содержится 1 кг сухого воздуха и d г влаги, можно представить как сумму теплосодержаний (энтальпий) сухого газа и перегретого водяного пара. Теплосодержание I влажного

воздуха относится обычно к 1 кг сухого воздуха: $I = h_v + h_n \cdot \frac{d}{1000}$, где $h_v = 1,006 \cdot t_c$

– энтальпия сухого воздуха, кДж/кг ($1,006$ – средняя удельная теплоемкость сухого воздуха при постоянном давлении, кДж/(кг·град)); $h_n = (2500 + 1,97 \cdot t_c)$ – энтальпия водяного пара, равная сумме его теплосодержания при 0°C и тепла перегрева от 0° до t ($1,97$ – средняя удельная теплоемкость перегретого водяного пара, кДж/(кг · град)).

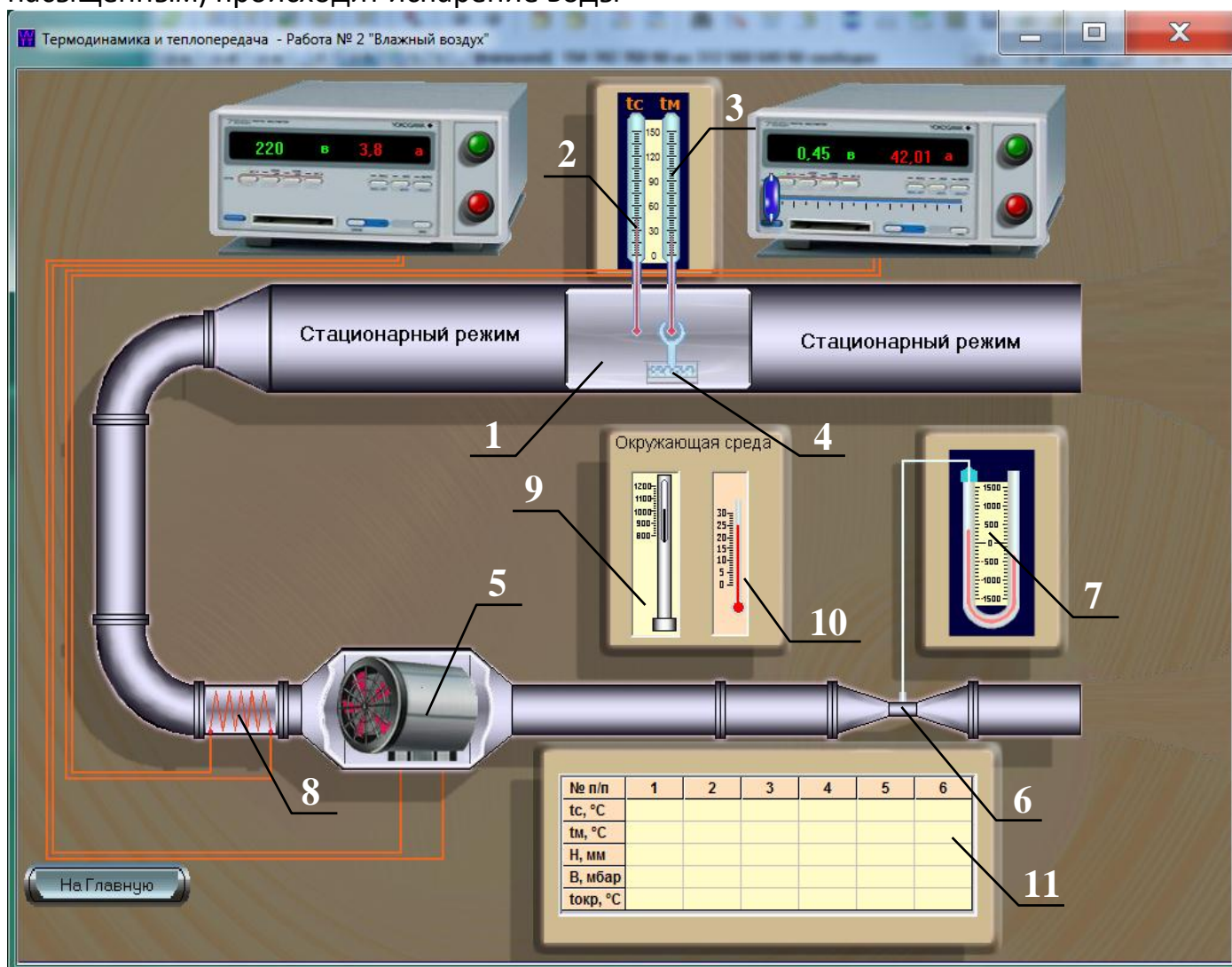
Таким образом, теплосодержание влажного воздуха на 1 кг сухого воздуха определяется по формуле: $I = 1,006 \cdot t_c + 0,001 \cdot d \cdot (2500 + 1,97 \cdot t_c)$, кДж/кг.

Из этой формулы видно, что энтальпия влажного воздуха возрастает с увеличением его температуры и влагосодержания.

Температура точки росы является одной из характеристик влажного воздуха. По этой температуре можно определить относительную влажность воздуха. Температурой точки росы, или температурой насыщения, называется та температура, до которой следует охладить влажный воздух (при постоянном влагосодержании), чтобы он стал насыщенным. При этом водяной пар конденсируется и выпадает в виде росы ($\varphi = 1$). Парциальное давление водяного пара p_n равно давлению в состоянии насыщения p_n . Температуру точки росы можно определить по таблицам термодинамических свойств воды и водяного пара как температуру насыщенного воздуха при парциальном давлении насыщения p_n или по $I-d$ диаграмме влажного воздуха.

Схема и описание установки.

Внутри воздуховода 1 расположен психрометр. Психрометр состоит из двух ртутных термометров: сухого 2 и так называемого мокрого 3. Мокрый термометр отличается от сухого тем, что его ртутный термобаллончик обернут тканью, смоченной водой. Очевидно, что с поверхности мокрой ткани (если только влажный воздух не является насыщенным) происходит испарение воды



Убыль влаги в процессе испарения компенсируется ее поступлением под действием капиллярных сил из специального поддона 4 с водой. Для уменьшения погрешности показаний мокрого термометра компрессором 5 создается поток воздуха, скорость которого измеряется расходомерным устройством типа труба «Вентури» 6 по показаниям U-образного вакуумметра 7.

При достижении стационарного режима (разность показаний сухого и мокрого термометров не изменяется во времени) сухой термометр показывает истинное значение температуры влажного воздуха t_c , а мокрый – температуру испаряющейся с поверхности ткани воды t_m .

Переход от одного режима к другому осуществляется путем изменения температуры воздуха с помощью электронагревателя 8. Измерение параметров окружающей среды выполняется с помощью ртутного барометра 10 и термометра 11. Результаты наблюдений заносятся в таблицу 12 на экране.

4. Расчетные формулы и расчеты.

1. Атмосферное давление ($P_{атм}$, бар) находится с учетом температурного расширения столбика ртути барометра по формуле:
$$P_{атм} = \frac{B \cdot 10^{-3}}{1 + 1,815 \cdot 10^{-4} \cdot t_{окр}}$$

2. Перепад давления (ΔP , Па) воздуха в воздухомере: $\Delta P = g \cdot H$, где g – ускорение свободного падения, равное $9,81 \text{ м/сек}^2$; H – показание вакуумметра («горло») воздухомера, в мм вод.ст.

3. Плотность воздуха (ρ_v , кг/м³) по состоянию в «горле» воздухомера:
$$\rho_v = \frac{(P_{атм} \cdot 10^5 - \Delta P)}{R \cdot (t_{окр} + T_0)}$$
, где R – характеристическая газовая постоянная воздуха, равная $287 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$.

4. Расход воздуха: $G = 0,525 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{\rho_v \cdot \Delta P}$, кг/сек.

5. Средняя скорость потока (W , м/сек) определяется по уравнению:
$$W = \frac{G}{(\rho \cdot F)}$$
, где F – площадь проходного сечения для потока воздуха, равная величине $0,0177 \text{ м}^2$.

6. Плотность воздуха ρ в рассматриваемом сечении при атмосферном давлении по формуле:
$$\rho = \frac{P_{атм} \cdot 10^5}{R \cdot (t_c + T_0)}$$
, кг/м³.

7. Определение относительной влажности (φ , %) по психрометрической формуле:
$$\varphi = \frac{p_n}{p_m} = \frac{p_m - A \cdot (t_c - t_m)}{p_n} \cdot 100$$
, где p_m – давление насыщения водяного пара при измеренной температуре мокрого термометра; p_n – давление насыщения водяного пара при температуре сухого термометра.

Величины p_m и p_n находятся по таблицам термодинамических свойств воды и водяного пара или по рекуррентной формуле полинома при подстановке, соответственно, температур t_m и t_n :

$$p = 610,41 + t \cdot (44,49 + t \cdot (1,143 + t \cdot (2,67 \cdot 10^{-2} + t \cdot (2,61 \cdot 10^{-4} + t \cdot 2,85 \cdot 10^{-6}))))), \text{ Па}$$

8. Поправочный коэффициент A , учитывающий влияние скорости воздуха, находится по формуле:
$$A = \left(65 + \frac{6,76}{W}\right) \cdot P_{атм}$$
, где $P_{атм}$ – атмосферное давление, бар; W – скорость воздуха, м/сек.

9. По $I-d$ диаграмме (раздаточный материал). Для нахождения относительной влажности на диаграмме следует найти точку пересечения изотерм t_c и t_m . Затем путем интерполяции между линиями $\varphi = const$ определяется относительная влажность в %. Кроме того, по $I-d$ диаграмме влажного воздуха в соответствии с найденным положением точки изотерм t_c и t_m , определяются: влагосодержание, теплосодержание, температура точки росы и парциальное давление водяного пара во влажном воздухе.

10. Абсолютная влажность воздуха ($\rho_n, \text{кг/м}^3$) определяется по уравнению состояния: $\rho_n = \frac{\varphi \cdot p_n}{R_n \cdot (t_c + T_0)}$, здесь и далее φ – относительная влажность в долях единицы; R_n – характеристическая газовая постоянная водяного пара равная $462 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{град)}$; p_n – давление насыщения водяного пара при температуре сухого термометра, Па .

11. Парциальное давление пара во влажном воздухе по формуле: $\delta_i = \varphi \cdot \delta_i$, Па .

12. Результаты расчетов по формулам и найденные по $I-d$ диаграмме влажного воздуха должны быть продублированы в форме сводной таблицы 2 (Протокол результатов).

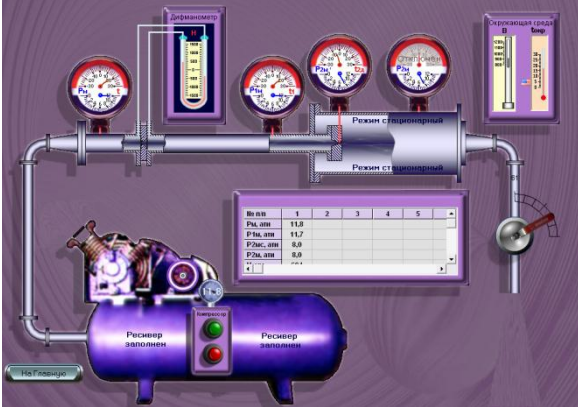
5. Контрольные вопросы.

1. Сформулируйте цель лабораторной работы и поясните, как достигается поставленная цель?
2. Назовите основные узлы экспериментальной установки и укажите их назначение.
3. Как Вы понимаете такие состояния, как насыщенный и ненасыщенный влажный воздух?
4. Как Вы относитесь к термину «пересыщенный» влажный воздух?
5. Как формулируется и записывается закон парциальных давлений для влажного воздуха?
6. Что называется абсолютной, относительной влажностью и влагосодержанием влажного воздуха?
7. Как выражается и из чего складывается теплосодержание (энтальпия) влажного воздуха?
8. Почему с увеличением температуры влажного воздуха его относительная влажность уменьшается?
9. Чем Вы можете объяснить влияние скорости воздуха на отклонение показания смоченного термометра от истинного значения температуры мокрого термометра?
10. Как устроена диаграмма $I-d$ влажного воздуха и, каким образом определяются параметры влажного воздуха с помощью диаграммы по показаниям сухого и мокрого термометров?
11. Покажите на диаграмме и поясните процессы «сухого» нагрева и охлаждения влажного воздуха.
12. Покажите на диаграмме и поясните процесс адиабатного насыщения влажного воздуха.
13. Дайте определение понятию точки росы. Как определяется температура точки росы на диаграмме?
14. Какова связь между относительной влажностью воздуха и его влагосодержанием?
15. Дайте вывод аналитической формулы для расчета абсолютной влажности воздуха.
16. Дайте вывод аналитической формулы для расчета влагосодержания воздуха.
17. Дайте вывод аналитической формулы для расчета теплосодержания (энтальпии) воздуха.

Работа 3. ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ИСТЕЧЕНИЯ ВОЗДУХА

ЧЕРЕЗ СУЖИВАЮЩЕЕСЯ СОПЛО

1. Цель работы.



Исследование зависимости массового расхода воздуха через суживающееся сопло от отношения давления за соплом к давлению перед соплом.

2. Основные положения. Канал, в котором с уменьшением давления скорость газового потока возрастает, называется соплом; канал, в котором скорость газа уменьшается, а давление возрастает, называется диффузором. Поскольку назначением сопла является преобразование потенциальной энергии рабочего тела в кинетическую, то для анализа, происходящего в нем процесса, начальная скорость потока является несущественной, и ее можно принять $W_1 = 0$. Тогда уравнение первого закона термодинамики при адиабатном истечении рабочего тела через сопло

принимает вид: $l_0 = \frac{W_0^2}{2} = - \int_{P_1}^{P_2} v \cdot dp = h_1 - h_2$, где W_0 — теоретическая скорость потока в

выходном сечении сопла; P_1 — начальное давление рабочего тела; P_2 — давление среды, в выходном сечении сопла.

Разность энтальпий ($h_1 - h_2$) при истечении через сопла также называется располагаемым теплоперепадом и обозначается через h_0 . Она соответствует тому максимуму кинетической энергии, который может быть получен лишь в идеальных условиях истечения, а фактически из-за неизбежных потерь, связанных с необратимостью процесса, никогда не достигается.

Исходя из равенства $W_0^2/2 = h_0$, теоретическую скорость истечения (W_0 , м/с) рабочего тела через сопло в рассматриваемом случае можно определить по формуле:

$$W_0 = \sqrt{2 \cdot 1000 \cdot h_0} = 44,72 \cdot \sqrt{h_0} .$$

Здесь h_0 выражено в кДж/кг. Это соотношение справедливо для любого рабочего тела.

Основной характеристикой процесса истечения является отношение конечного давления к начальному, т. е. величина $\beta = P_2/P_1$.

В зависимости от отношения давлений можно выделить три характерных режима истечения газа: при $\beta > \beta_{кр}$ — докритический, при $\beta = \beta_{кр}$ — критический и при $\beta < \beta_{кр}$ — сверхкритический режимы.

Значение β , при котором расход газа достигает максимума, называется критическим $\beta_{кр}$, и находится по формуле:

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

Как и показатель адиабаты, величина $\beta_{кр}$ является физической константой газа, т. е. одной из характеристик его физических свойств.

Скорость газа на выходе из суживающегося сопла определяется по формулам: для первого случая, когда $\beta > \beta_{кр}$:

$$W_0 = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot P_1 \cdot v_1 \cdot \left(1 - \beta^{k-1/k} \right)},$$

для второго и в третьем случаев, когда $\beta = \beta_{кр}$ и $\beta < \beta_{кр}$, а $P_2 = P_{кр} = P_1 \cdot \beta_{кр}$

$$W_{кр} = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot P_1 \cdot v_1 \cdot \left(1 - \beta_{кр}^{k-1/k} \right)},$$

или, подставив значение $\beta_{кр}$ из формулы, получим:

$$W_{кр} = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k+1} \cdot P_1 \cdot v_1},$$

тогда при условиях адиабатного истечения

$$W_{кр} = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k+1} \cdot P_{кр} \cdot v_{кр} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{-1}} = \sqrt{k \cdot P_{кр} \cdot v_{кр}} = C.$$

Полученная формула показывает, что критическая скорость истечения газа из сопла равна скорости распространения звуковой волны в этом газе при его параметрах $P_{кр}$ и $v_{кр}$, то есть местной скорости звука C в выходном сечении сопла.

В этом содержится физическое объяснение тому, что при снижении внешнего давления ниже $P_{кр}$ скорость истечения не изменяется, а остается равной $W_{кр}$.

В отличие от теоретического изоэнтропийного действительный процесс истечения реального газа происходит при трении частиц газа между собой и о стенки канала. При этом работа, затрачиваемая на преодоление сил трения, преобразуется в теплоту, в результате чего температура и энтальпия газа в выходном сечении канала возрастают.

Истечение газа с трением становится необратимым процессом и сопровождается увеличением энтропии.

При одинаковом перепаде давлений $P_1 - P_2$ действительный теплоперепад $\Delta h_0 = h_1 - h_{20}$ меньше располагаемого $\Delta h_0 = h_1 - h_2$. В результате этого действительная скорость истечения газа оказывается меньше теоретической.

Отношение разности располагаемого и действительного теплоперепадов (потери теплоперепада) к располагаемому теплоперепаду называется коэффициентом потери энергии:

$$\zeta_c = (\Delta h_0 - \Delta h_0) / \Delta h_0.$$

Коэффициентом потери скорости называется отношение действительной скорости истечения к теоретической:

$$\varphi_c = \frac{W_{2\partial}}{W_2}$$

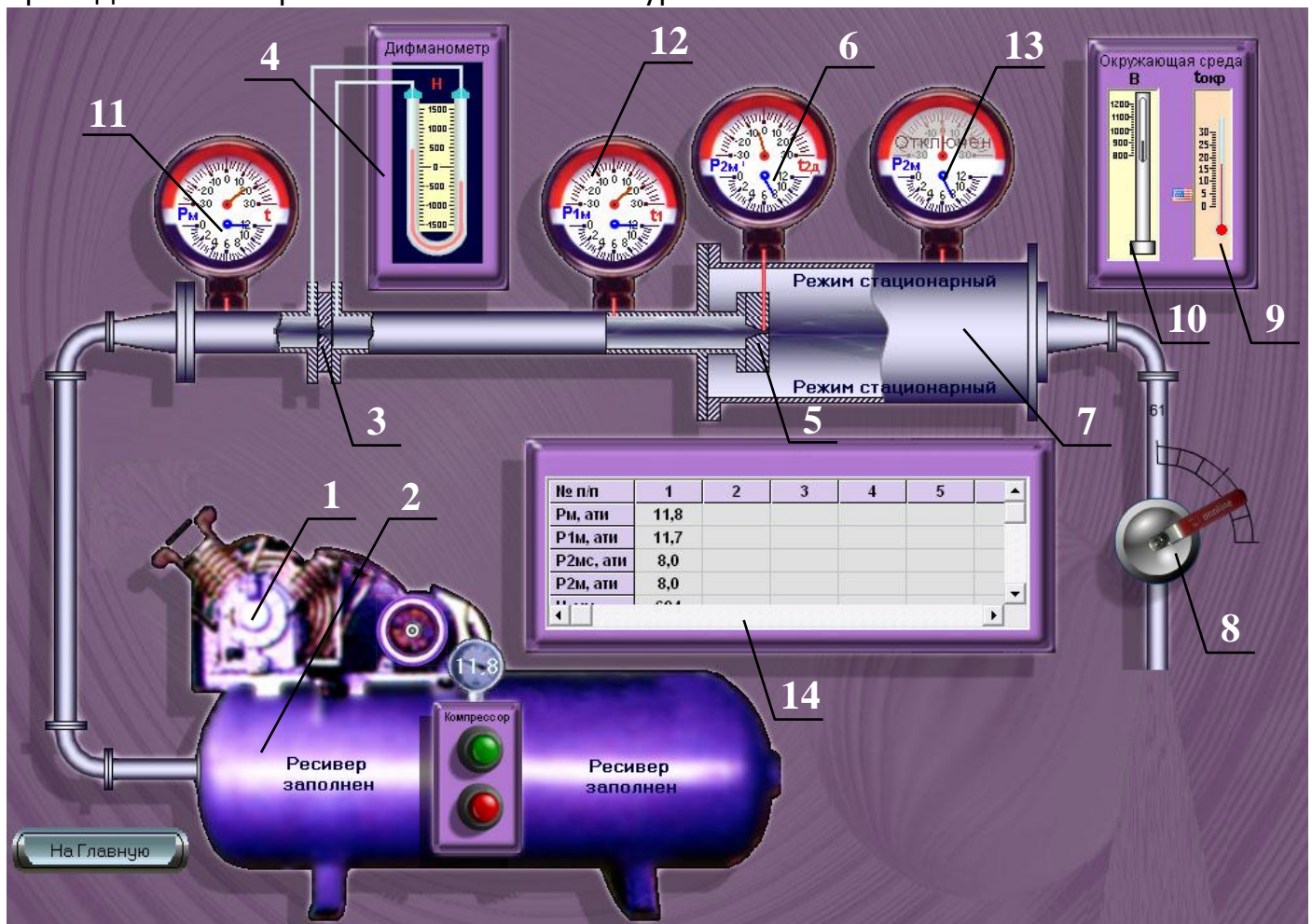
Коэффициент потери скорости, учитывающий уменьшение действительной скорости по сравнению с теоретической, в современных соплах равен $0,95 - 0,98$.

Отношение действительного теплоперепада Δh_{∂} к теоретическому Δh_0 , или действительной кинетической энергии $W_{2\partial}^2/2$ к теоретической $W_2^2/2$ называется коэффициентом полезного действия канала

$$\eta_c = \frac{\Delta h_{\partial}}{\Delta h_0} = \frac{W_{2\partial}^2}{W_2^2} \text{ или } \eta_c = \varphi_c^2 = 1 - \zeta_c.$$

3. Схема и описание установки.

Двухступенчатый поршневой компрессор 1 и ресивер 2 предназначены для создания определенного запаса сжатого воздуха и поддержания давления воздуха при проведении эксперимента на постоянном уровне.



Сжатый воздух из ресивера поступает через измерительную диафрагму 3, представляющую собой тонкий диск с круглым отверстием по центру. Вместе с дифманометром 4 диафрагма служит для измерения расхода воздуха.

Далее воздух поступает к суживающемуся соплу 5. Сопло выполнено с плавным сужением. Суживающийся участок сопла заканчивается коротким цилиндрическим

участком с отверстием для отбора и регистрации давления $P_{2м}'$ и температуры $t_{2д}$ в выходном сечении сопла (комбинированный двух шкальный прибор 6).

В камере 7 за соплом давление изменяется путем поворота вентиля 8. После прохождения вентиля воздух направляется в атмосферу.

Температура и давление воздуха в окружающей среде измеряются соответственно термометром 9 и чашечным ртутным барометром 10.

Температура и давление воздуха перед измерительной диафрагмой измеряются с помощью комбинированного прибора 11, а перед соплом – прибором 12. Давление за соплом измеряется манометрической частью комбинированного прибора 13.

Все показания приборов заносятся в таблицу наблюдений 14.

4. Расчетные формулы и расчеты.

1. Атмосферное давление ($P_{атм}$, бар) находится с учетом температурного расширения столбика ртути барометра по формуле:
$$P_{атм} = \frac{B \cdot 10^{-3}}{1 + 1,815 \cdot 10^{-4} \cdot t_{окр}} .$$

2. Перевод показаний образцовых манометров $P_m, P_{1м}, P_{2мс}$ и $P_{2м}$ в абсолютные значения (p_j , бар) давлений по формуле: $P_j = P_{атм} + P_{mj} = P_{атм} + 1,019 \cdot P_{mj}$, где P_{mj} – показания одного из четырех манометров из табл. 1.

3. Опытное значение отношения давлений:
$$\beta_{оп} = \frac{(P_{атм} + 1,019 \cdot P_{2м})}{(P_{атм} + 1,019 \cdot P_{1м})} .$$

4. Перепад давления (ΔP , Па) воздуха на диафрагме: $\Delta P = g \cdot H$, где g – ускорение свободного падения, равное $9,81 \text{ м/с}^2$; H – показание дифманометра, в мм вод.ст.

5. Плотность воздуха (ρ , кг/м³) по состоянию перед диафрагмой:

$$\rho = \frac{(P_{атм} + 1,019 \cdot P_m) \cdot 10^5}{R \cdot (t + T_0)}$$
, где R – характеристическая газовая постоянная

воздуха, равная $287 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$; $T_0 = 273,15$ – коэффициент перевода температуры из градусов $^{\circ}\text{C}$ в градусы K .

6. Действительный расход воздуха (G_{∂} , кг/сек) через диафрагму (следовательно, через сопло):
$$G_{\partial} = 2,745 \cdot 10^{-5} \cdot \sqrt{\rho \cdot \Delta P} .$$

7. Плотность воздуха (ρ_c , кг/м³) в выходном сечении сопла:

$$\rho_c = \frac{(P_{атм} + 1,019 \cdot P_{2мс}) \cdot 10^5}{R \cdot (t_{2\partial} + T_0)} .$$

8. Действительная скорость истечения ($W_{2\partial}$, м/сек) в выходном сечении сопла:

$$W_{2\partial} = \frac{G_{\partial}}{c_p \cdot F_c}$$
, где c_p – теплоемкость воздуха при постоянном давлении, которая может

быть принята не зависящей от температуры и равной $1,006 \text{ кДж/(кг} \cdot ^{\circ}\text{C)}$; $F_c = 3,629 \cdot 10^{-4}$ – сечение сопла, м².

8. Теоретическое значение температуры (T_2, K) в выходном сечении сопла находится из условия адиабатного процесса истечения по формуле:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{P_{2c}}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = (t_1 + T_0) \left[\frac{(P_{атм} + 1,019 \cdot P_{2мс})}{(P_{атм} + 1,019 \cdot P_{1м})} \right]^{\frac{k-1}{k}} .$$

9. Располагаемый адиабатный теплоперепад:

$$\Delta h_0 = h_1 - h_2 = c_p \cdot (t_1 - t_2) = c_p \cdot [t_1 - (T_2 - T_0)], \text{ кДж/кг}$$

10. Теоретическая скорость истечения ($W_2, \text{м/сек}$) в выходном сечении сопла:

$$W_2 = 44,72 \cdot \sqrt{\Delta h_0} .$$

5. Контрольные вопросы.

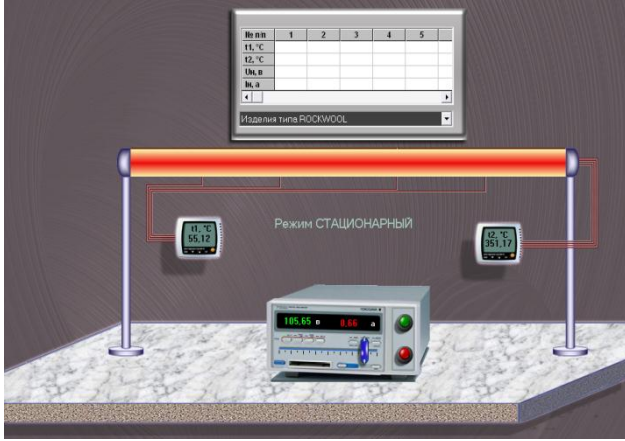
1. Сформулируйте цель лабораторной работы и поясните, как достигается поставленная цель?
2. Назовите основные узлы экспериментальной установки и укажите их назначение.
3. Дайте определение процессов истечения и дросселирования.
4. Напишите уравнение первого закона термодинамики применительно к процессу истечения.
5. Напишите уравнение первого закона термодинамики применительно к процессу дросселирования.
6. Как изменяется скорость истечения через суживающееся сопло при изменении β от 1 до 0 (покажите качественное изменение на графике расхода)?
7. Чем объясняется проявление критического режима при истечении?
8. В чем различие теоретического и действительного процессов истечения?
9. Как изображаются теоретический и действительный процессы истечения в координатах $h-s$?
10. Почему отличаются теоретическая и действительная температуры воздуха на выходе из сопла при истечении?
11. На каком основании процесс дросселирования используется при измерении расхода воздуха?
12. Как может изменяться температура воздуха в процессе дросселирования?
13. От чего зависят величины коэффициентов: потери скорости φ_c , потери энергии ζ_c и полезного действия канала η_k ?
14. Какие каналы называются соплами?
15. От каких параметров зависят расход и скорость газа при истечении через сопло?
16. Почему температуры воздуха перед диафрагмой и перед соплом равны?
17. Как изменяются энтальпия и энтропия потока газа, при прохождении через диафрагму?

Работа 4.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННОГО МАТЕРИАЛА

(метод цилиндрического слоя).

1. Цель работы.



Освоение одного из методов определения коэффициента теплопроводности теплоизоляционных материалов (метод цилиндрического слоя) и закрепление знаний по теории теплопроводности.

2. Основные положения. Теплота является наиболее универсальной формой передачи энергии, возникающей в результате

молекулярно-кинетического (теплого) движения микрочастиц - молекул, атомов, электронов.

Для количественного описания процесса теплообмена используют следующие величины:

Температура T в данной точке тела, осредненная: по поверхности, по объему, по массе тела. Если соединить точки температурного поля с одинаковой температурой, то получим изотермическую поверхность. При пересечении изотермической поверхности плоскостью получим на этой плоскости семейство изотерм - линий постоянной температуры.

Перепад температур ΔT - разность температур между двумя точками одного тела, двумя изотермическими поверхностями, поверхностью и окружающей средой, двумя телами. Перепад температуры вдоль изотермы равен нулю. Наибольший перепад температуры происходит по направлению нормали к изотермической поверхности. Возрастание температуры по нормали к изотермической поверхности характеризуется градиентом температуры.

Средний градиент температуры $\Delta T / \Delta n$ - отношение перепада температур между двумя изотермическими поверхностями ΔT к расстоянию между ними Δn , измеренному по нормали n к этим поверхностям (рис. 1).

Истинный градиент температуры $\partial T / \partial n$ - средний градиент температуры при $\Delta n \rightarrow 0$ или это есть вектор, направленный по нормали к изотермической поверхности в сторону возрастания температуры, численно равный первой производной температуры по этой нормали:

$$\frac{\partial T}{\partial n} = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} \frac{\Delta T}{\Delta n} = \text{grad}T = \nabla T .$$

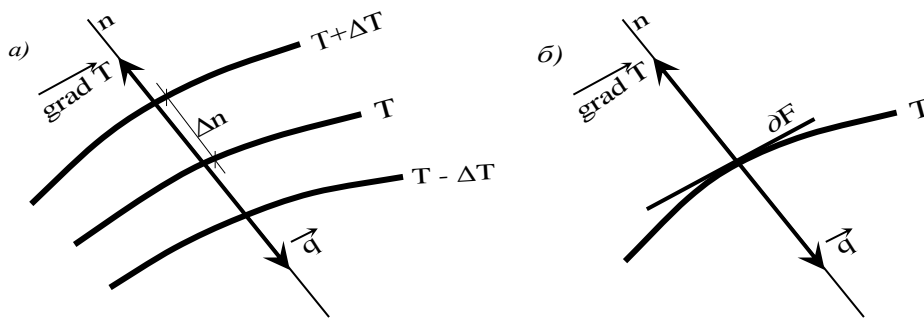


Рис. 1. Изотермы температурного поля, градиент температуры, тепловой поток.
 а) положение нормали и направление градиента температуры и теплового потока; б) n - нормаль к изотермической поверхности dF , q - удельный тепловой поток, мощность теплового потока $\partial Q = q \cdot dF$.

Количество теплоты - ∂Q , мощность теплового потока, Bm - количество теплоты, проходящее в единицу времени $\partial T / \partial \tau$, удельный тепловой поток $q = \frac{\partial Q}{\partial \tau \cdot \partial F}$, Bm/m^2 - количество теплоты, проходящее в единицу времени через единицу площади изотермической поверхности.

Перенос теплоты теплопроводностью выражается эмпирическим законом Био-Фурье, согласно которому вектор удельного теплового потока прямо пропорционален градиенту температуры:

$$\vec{q} = -\lambda \cdot \text{grad } t.$$

Знак «минус» в уравнении показывает, что направление теплового потока противоположно направлению градиента температуры.

Коэффициент пропорциональности λ в уравнении характеризует способность тел проводить теплоту и называется коэффициентом теплопроводности. Количественно коэффициент теплопроводности λ - тепловой поток (Bm), проходящий через единицу поверхности (m^2) при единичном градиенте температур ($град/м$), и имеет размерность $Bm/(m \cdot град)$.

Коэффициент теплопроводности – физическая характеристика, зависящая от химического состава и физического строения вещества, его температуры, влажности и ряда других факторов. Коэффициент теплопроводности имеет максимальные значения для чистых металлов и минимальные для газов.

Теплоизоляционные материалы. К числу теплоизоляционных материалов могут быть отнесены все материалы, обладающие низким коэффициентом теплопроводности (менее $5 Bm/(m \cdot град)$ при $t = 0 \text{ } ^\circ C$).

Теплоизоляционные материалы могут быть неорганического происхождения (асбест, шлаки, глины, пески, минералы и т.д.), органического (шерсть, хлопок, дерево, кожа, резина, текстолит и т.д.) и смешанными, т.е. состоящими одновременно из органических и неорганических веществ. Материалы органического происхождения используют в области температур, не превышающих $+150 \text{ } ^\circ C$. Для более высоких температур применяются материалы неорганического происхождения.

Теплопроводность твердых теплоизоляционных материалов, как правило, определяется их пористостью (т.е. общим объемом газовых включений, отнесенным к единице объема изоляционного материала), размером пор и влажностью. С ростом влажности теплопроводность увеличивается. Теплопроводность пористых тел сильно

возрастает с повышением температуры. Установлено также, что чем выше плотность материала, тем больше его теплопроводность.

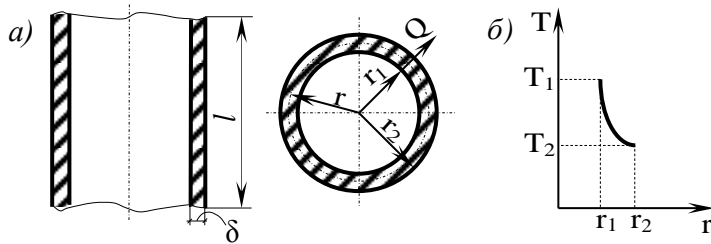


Рис. 2 Температурное поле и тепловой поток в цилиндрической стенке: а)- цилиндрическая стенка; б) – температурное поле

Однослойная стенка (трубка) при $\lambda = const$. Рассмотрим цилиндрическую стенку (трубку) длиной l с внутренним r_1 и внешним r_2 радиусами (рис. 2).

Заданы температуры t_1 внутренней и t_2 наружной поверхностей стенки. Условием одномерности теплового потока будет условие $l \gg r_2$, откуда следует $\partial q / \partial l = 0$. Дифференциальное уравнение теплопроводности в полярных координатах при $\lambda = const$ и отсутствии внутреннего источника теплоты ($Q_v = 0$) имеет вид:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial t}{\partial r} = 0.$$

При заданных граничных условиях:

$$r = r_1; t = t_1; r = r_2; t = t_2 \text{ получим } \bar{\theta} = \frac{t - t_1}{t_2 - t_1} = \frac{\ln\left(\frac{r}{r_1}\right)}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}.$$

Температура цилиндрической стенки меняется по логарифмической зависимости (рис. 2).

Удельный тепловой поток q через единицу площади цилиндрической поверхности

будет величиной переменной:
$$q = -\frac{\lambda}{r} \cdot \frac{t_2 - t_1}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}.$$

Мощность теплового потока $Q = q \cdot F$ через цилиндрическую поверхность площадью $F = 2\pi r \cdot l$ (l - длина цилиндрической стенки) есть постоянная величина,

равная:
$$Q = -2\pi \cdot \lambda \cdot l \cdot \frac{t_2 - t_1}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}.$$

Полученную формулу можно записать, используя понятие термического

сопротивления:
$$Q = -2\pi \cdot l \cdot \frac{(t_2 - t_1)}{R_l},$$

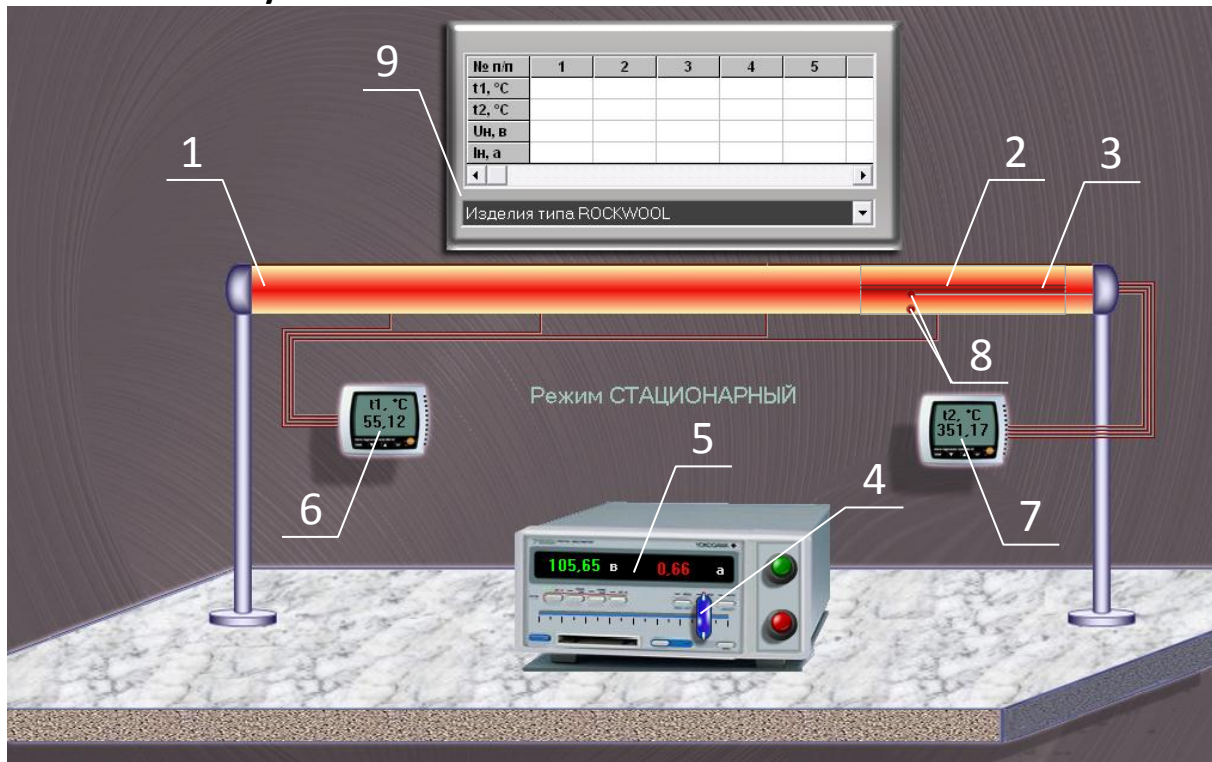
где $R_l = \frac{l}{\lambda} \cdot \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)$ – термическое сопротивление цилиндрической стенки.

Удельный тепловой поток на единицу длины стенки: $q_l = \frac{Q}{l} = -2\pi \cdot \lambda \cdot \frac{(t_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}$.

Таким образом, предлагаемый экспериментальный метод определения коэффициента теплопроводности основан на измерении:

- мощности теплового потока, проходящего через цилиндрический слой;
- перепада температур между внутренней и наружной поверхностями слоя тепловой изоляции;
- геометрических характеристик слоя тепловой изоляции.

3. Схема и описание установки.



Исследуемый материал 1 нанесен в виде цилиндрического слоя ($d_1 = 0,05, м$; $d_2 = 0,02, м$) на наружную поверхность металлической трубы 2. Длина цилиндра тепловой изоляции составляет 1 м, что значительно больше наружного диаметра.

Источником теплового потока служит электронагреватель 3 (ТЭН), расположенный внутри трубы 2 и включенный в электрическую цепь через автотрансформатор 4 блока питания 5. На блоке питания расположены кнопки управления, ползунок автотрансформатора и цифровые приборы для измерения напряжения и силы тока.

Температуры на внутренней и наружной поверхности тепловой изоляции применяются хромель-копелевыми термопарами 8 в комплекте с вторичными приборами 6 и 7.

Результаты измерений при достижении стационарного режима заносятся в протокол наблюдений 9. Стационарность режима оценивается по неизменности температур t_1 и t_2 во времени.

4. Расчетные формулы и расчеты.

1. Все расчеты сводятся к вычислениям коэффициента теплопроводности по формуле:

$$\lambda_t = \frac{Q \cdot \ln\left(\frac{d_1}{d_2}\right)}{2\pi \cdot l \cdot (t_2 - t_1)}, \text{ Вт/(м}\cdot\text{град)}.$$

2. Мощность теплового потока по формуле:

$$Q = I \cdot U, \text{ Вт}.$$

3. Средняя температура тепловой изоляции:

$$t_{cp} = \frac{(t_1 + t_2)}{2}, \text{ }^\circ\text{C}.$$

4. Результаты расчетов должны быть продублированы в форме сводной таблицы.

5. По результатам расчетов построить в соответствующем масштабе график зависимости коэффициента теплопроводности от средней температуры тепловой изоляции. Пользуясь графиком, определить коэффициент β , характеризующий влияние температуры на теплопроводность материала. При обработке графического материала характер зависимости представить в виде уравнения прямой линии:

$$\lambda_t = \lambda_0 \cdot (1 + \beta \cdot t_{cp})$$

5. Контрольные вопросы.

1. Сформулируйте цель лабораторной работы и поясните, как достигается поставленная цель?
2. Назовите основные узлы экспериментальной установки и укажите их назначение.
3. Какие величины следует измерять в данной работе, чтобы вычислить коэффициент теплопроводности?
4. Какова физическая сущность передачи тепла теплопроводностью?
5. Сформулируйте понятия: температурное поле, изотермическая поверхность, градиент температуры, мощность теплового потока, удельный тепловой поток.
6. Покажите на схеме установки, как направлен вектор теплового потока и градиента температуры?
- 5.7. Каков физический смысл коэффициента теплопроводности, и от каких факторов он зависит?
- 5.8. Каков характер изменения температуры по толщине плоской и цилиндрической стенок?
9. Какова взаимосвязь между коэффициентом теплопроводности и наклоном температурной кривой по толщине тепловой изоляции?
10. Дайте определение понятию термического сопротивления стенки.
11. Как зависит коэффициент теплопроводности различных веществ (металлов, неметаллов, жидкостей и газов) от температуры? Ответ обосновать.
12. Сформулируйте основной закон теплопроводности. В чем его сущность?
13. Каковы основные трудности тепловых расчетов при переносе тепла теплопроводностью?
14. Как влияет форма стенки на величину её термического сопротивления?

ТЕПЛОТДАЧА ВЕРТИКАЛЬНОГО ЦИЛИНДРА ПРИ ЕСТЕСТВЕННОЙ КОНВЕКЦИИ.

1. Цель работы. Закрепление знаний по теории свободной конвекции вертикально расположенного цилиндра:



- определение экспериментальным путем на лабораторной установке коэффициента теплоотдачи при свободной конвекции в неограниченном пространстве;
- изучение методики обработки опытных данных с применением теории подобия и составления критериального уравнения по результатам эксперимента;
- построение кривой изменения локального коэффициента теплоотдачи по высоте цилиндра.

коэффициента теплоотдачи по высоте цилиндра.

2. Основные положения. Теплообмен в условиях естественной конвекции осуществляется при местном нагревании или охлаждении среды, находящейся в ограниченном или неограниченном пространстве.

К настоящему времени достаточно полно изучен естественный конвективный теплообмен для тел простейшей формы (плита, цилиндр, шар), находящихся в различных средах, заполняющих пространство больших размеров по сравнению с размерами самого тела.

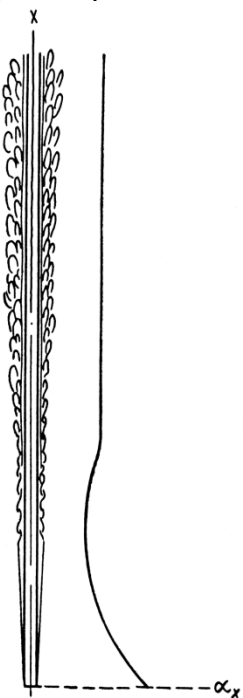


Рис. 1. Характер течения среды и изменение коэффициента теплоотдачи в условиях естественной конвекции у вертикального цилиндра большой высоты

Как показывает опыт, характер свободного течения среды относительно поверхности нагретого тела бывает как ламинарным, так частично или полностью турбулентным.

На рис. 1 показано свободное перемещение комнатного воздуха у вертикально подвешенной нагретой трубы большой длины. На нижнем участке трубы наблюдается ламинарное течение воздуха вверх. На некотором расстоянии от нижнего конца трубы перемещение слоев воздуха теряет ламинарный характер. Возникают отдельные локонобразные массы и появляются искривленные струйки, которые далее дробятся на более мелкие. Восходящий поток воздуха у нагретой трубы приобретает турбулентный характер с ламинарным пристенным слоем.

Экспериментально коэффициент теплоотдачи может быть определен из основного уравнения теплоотдачи Ньютона-Рихмана:

$$\alpha = \frac{Q}{F \cdot \Delta t},$$

где Q - мощность теплового потока, передаваемого свободной естественной конвекцией в окружающую среду; F - теплоотдающая поверхность; Δt - температурный напор - разность температур между теплоотдающей стенкой и окружающей средой.

Свободный конвективный теплообмен тел в различных средах, находящихся в неограниченном пространстве, экспериментально изучался различными исследователями. Результаты исследований обобщались с помощью характерных для этого явления критериев Nu , Gr и Pr , что находится в полном соответствии с теорией подобия и аналитическим решением задачи.

Для расчета средних критериев теплообмена *вертикальных труб или стенок* в свободном неограниченном пространстве жидкости рекомендуется критериальное уравнение:

$$Nu_m = C \cdot (Gr_m \cdot Pr_m)^n,$$

где $Nu_m = \frac{\alpha_m \cdot l_{онп}}{\lambda_m}$ - критерий Нуссельта; $Gr_m = \frac{g \cdot l_{онп}^3}{\nu_m^2} \cdot \beta \cdot (t_{жс} - t_{см,m})$ - критерий

Грасгофа; $Pr_m = \nu/a$ - критерий Прандтля; C и n - находятся экспериментальным путем и зависят от произведения $(Gr_m \cdot Pr_m)$.

При вычислении критериев подобия за определяющую температуру принимается температура потока $t_{онп} = t_{жс} = t_{окр}$, а за определяющий размер принимается полная высота трубы $l_{онп} = h_{мп}$.

3. Схема и описание установки. В экспериментальной лабораторной установке (рис. 2.) теплоотдающей стенкой является тонкостенная труба **1** из нержавеющей стали наружным диаметром $d_n = 27$ мм и длиной $l_{мп} = 2000$ мм. Труба удерживается в вертикальном положении стойкой **2** с двумя кронштейнами. Нижний и верхний торцы трубы закрыты специальными заглушками с целью исключения отвода теплоты через внутреннее пространство трубы.

Для исключения влияния случайных потоков воздуха в помещении лаборатории труба оснащена защитным прозрачным цилиндром **3** с открытыми торцами. Диаметр защитного цилиндра во много раз больше диаметра трубы.

Нагрев трубы осуществляется от источника электропитания **4**. На панели источника расположены: кнопки включения и выключения питания; ползунок автотрансформатора; индикаторы вольтметра и амперметра.

Температура стенки трубы измеряется с помощью 10-ти хромель-копелевых термопар (ТХК), спаи которых заделаны в стенку трубы. Вся труба поделена условно на 10 равновеликих отрезка (рис. 3). В центре каждого отрезка размещена одна термопара. Отсчет номеров термопар принят от нижнего конца трубы.



Рис. 2 Схема экспериментальной установки.

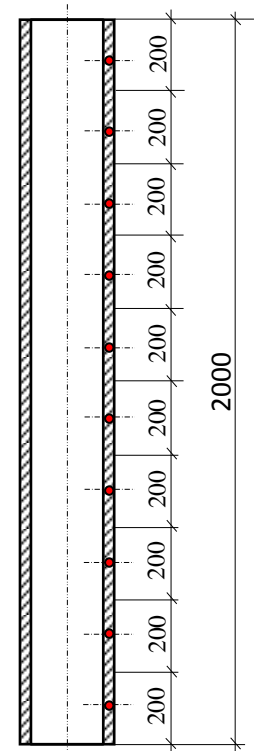


Рис. 3. Схема размещения термопар

Вывод термопар осуществлен через внутреннюю полость трубы и далее через верхний торец по кабелю 5 к многоканальному вторичному прибору 6. Прибор имеет встроенное компенсационное устройство, исключающее необходимость иметь холодные спаи термопар. При нажатии на кнопки прибора автоматически записываются в протокол 7 (локальные температуры).

Параметры окружающей среды регистрируются приборами панели: атмосферное давление – ртутным барометром 8 и температура - термометром 9.

Все показания могут быть записаны только по достижении стационарных режимов теплопередачи.

4. Расчетные формулы и расчеты.

1. Атмосферное давление ($P_{атм}$ бар) находится с учетом температурного расширения столбика ртути барометра по формуле: $P_{атм} = \frac{B \cdot 10^{-3}}{1 + 1,815 \cdot 10^{-4} \cdot t_{окр}}$, где B и $t_{окр}$ – показания ртутного барометра и термометра на панели «Окружающая среда».

2. Средняя по высоте температура трубы по формуле: $t_{x,m} = \frac{\sum_{i=1}^{10} t_{x,i}}{10}$, °С

3. Мощность теплового потока, выделенная при прохождении электрического тока по трубе: $Q_э = U_n \cdot I_n$, Вт.

4. Учитывая невысокую интенсивность передачи тепла при свободной естественной конвекции, при вычислении количества тепла передаваемого конвекцией необходимо

из общего количества тепла полученного за счет прохождения электрического тока по трубе вычесть тепловой поток, передаваемый в окружающую среду тепловым излучением, то есть $Q_k = Q_{\Sigma} - Q_u$, Вт.

5. Мощность теплового потока (Q_u , Вт) через поверхность трубы в окружающую среду за счет теплового излучения определяется по закону Стефана-Больцмана:

$$Q_u = \varepsilon \cdot C_0 \cdot F \cdot \left[\left(\frac{t_{xm} + T_0}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_{окр} + T_0}{100} \right)^4 \right], \text{ где } \varepsilon = 0,15 - \text{степень черноты поверхности}$$

стальной трубы; $C_0 = 5,67$ - коэффициент излучения абсолютно черного тела, Вт/(м²·К⁴); F - теплоотдающая поверхность трубы, равная 0,1696 м²; $T_0 = 273,15$ - коэффициент пересчета температуры из градусов °С в градусы К.

6. Опытный средний по высоте трубы коэффициент теплоотдачи при естественной конвекции: $\alpha_m = \frac{Q_k}{F \cdot (t_{x,m} - t_{окр})}$, Вт/(м²·град).

7. Критерий Нуссельта: $Nu_m = \frac{\alpha_m \cdot l_{mp}}{\lambda}$.

8. Критерий Грасгоффа: $Gr_m = \frac{g \cdot l_{mp}^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot (t_{x,m} - t_{окр})$.

9. Критерий Прандтля: $Pr_m = \frac{\nu}{a}$.

10. Теплофизические свойства воздуха (окружающей среды) при определяющей температуре, равной $t_{онп} = t_{окр}$, °С:

➤ плотность $\rho = \frac{P_{атм} \cdot 10^5}{287 \cdot (T_0 + t_{онп})}$, кг/м³;

➤ теплоемкость $c_p = 1005 + 0,0025 \cdot t_{онп}$, Дж/(кг·°С);

➤ коэффициент объемного расширения $\beta = \frac{1}{(T_0 + t_{онп})}$, 1/К;

➤ коэффициент теплопроводности $\lambda = 0,000074 \cdot t_{онп} + 0,0245$, Вт/(м·°С);

➤ кинематическая вязкость $\nu = (0,000089 \cdot t_{онп}^2 + 0,088 \cdot t_{онп} + 13,489) \cdot 10^{-6}$, м²/с;

➤ коэффициент температуропроводности $a = \frac{\lambda}{c_p \cdot \rho}$, м²/с.

11. По результатам расчетов строится в соответствующем масштабе в логарифмических координатах график зависимости критерия Nu_m от произведения ($Gr_m \cdot Pr_m$) и определяется коэффициент C и показатель степени n по уравнению прямой линии:

$$\log(Nu_m) = \log C + n \cdot \log(Gr_m \cdot Pr_m)$$

12. График зависимости критерия Nu_m от произведения ($Gr_m \cdot Pr_m$) может быть построен в обычных простых координатах, но тогда обработку результатов для определения коэффициента C и показателя степени n нужно выполнить в виде степенной зависимости: $Nu_m = C \cdot (Gr_m \cdot Pr_m)^n$.

13. Локальные коэффициенты теплоотдачи находятся из уравнения:

$$Nu_x = 0,6 \cdot (Gr_x \cdot Pr_x)^{0,25} \text{ и далее } \alpha_x = \frac{Nu_x \cdot \lambda}{l_x}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

14. Критерии подобия находятся при определяющем размере $l_{опр} = l_x$, которые принимаются по таблице 2.

15. Теплофизические свойства воздуха (окружающей среды) находятся при определяющей температуре, равной $t_{опр} = t_{окр}$, °C.

17. Критерий Прандтля: $Pr_x = \frac{\nu}{a}$.

18. Результаты расчетов должны быть продублированы в форме сводной таблицы Протокол результатов 2.

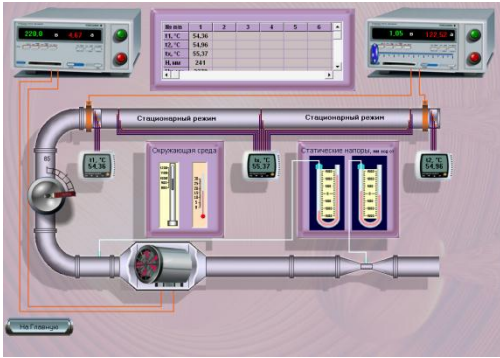
19. По результатам расчетов строится в соответствующем масштабе график изменения локального коэффициента теплоотдачи α_x по высоте трубы.

5. Контрольные вопросы.

1. Сформулируйте цель лабораторной работы и поясните, как она достигается?
2. Назовите основные узлы экспериментальной установки и укажите их назначение.
3. Как определяется средняя температура трубы в данной установке?
4. Для чего измеряется барометрическое давление в данной работе?
5. Как определяется количество теплоты, отданное трубой окружающему воздуху посредством конвекции?
6. Как определяется количество теплоты, отданное трубой окружающему воздуху посредством излучения?
7. Что такое свободная и вынужденная конвекция?
8. . Каков физический смысл и размерность коэффициента теплоотдачи?
9. Какие факторы определяют интенсивность конвективного теплообмена?
10. . Что такое критерий подобия?
11. Что такое «определяющая температура» и «определяющий» размер?
12. Какие критерии называются «определяющими» и «определяемыми»?
13. Для чего и как составляются критериальные уравнения?
14. Как определяется коэффициент теплоотдачи α из критериального уравнения?
15. Что характеризуют критерии Nu , Gr , Pr ?

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОБМЕНА НА ГОРИЗОНТАЛЬНОМ ТРУБОПРОВОДЕ

1. Цель работы. Изучение процессов теплообмена при свободной и вынужденной конвекции на горизонтальном трубопроводе:



- экспериментальное определение коэффициентов теплоотдачи;
- сравнение опытных значений с вычисленными по критериальным уравнениям.

2. Основные положения. При известном значении мощности теплового потока Q , поверхности теплообмена F и разности температур Δt между средой и стенкой становится возможным определение коэффициента теплоотдачи α из уравнения Ньютона-Рихмана: $Q = \alpha \cdot F \cdot \Delta t$.

В условиях, когда по горизонтально расположенному трубопроводу движется воздух под напором, а с внешней стороны трубопровода существует контакт с окружающим воздухом, внутри трубопровода теплообмен определяется условиями вынужденной конвекции, а с внешней стороны - естественной конвекции. Обозначим мощность теплового потока при вынужденной конвекции Q_1 , а при естественной конвекции - Q_2 . и, соответственно, коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 .

Введем также обозначения:

- $F_{вн}$ - внутренняя поверхность трубопровода, которая участвует в теплообмене при вынужденной конвекции;
- $F_{нар}$ - внешняя поверхность трубопровода, обменивающаяся теплом с окружающей средой в процессе естественной конвекции;
- Δt_1 - температурный напор со стороны внутренней поверхности;
- Δt_2 - температурный напор со стороны наружной поверхности трубопровода.

Таким образом, в опыте должны быть определены Q_1 и Q_2 , Δt_1 и Δt_2 , а также заданы $F_{вн}$ и $F_{нар}$. В таком случае из опыта становится возможным определение $\alpha_{1он}$ и $\alpha_{2он}$, которые затем могут быть сравнены со значениями $\alpha_{1расч}$ и $\alpha_{2расч}$, полученными из соответствующих характеру теплообмена критериальных уравнений.

Электрический ток при прохождении по трубе совершает работу, которая полностью переходит в тепло Q_3 . В таком случае уравнение первого закона термодинамики, как частный случай закона сохранения энергии, приобретает вид: $Q_3 = Q_1 + Q_2 + Q_3$, где Q_1 - мощность теплового потока, переданная воздуху, движущемуся внутри трубы; Q_2 - мощность теплового потока, переданная воздуху, окружающему трубу; Q_3 - мощность теплового потока, затраченная на нагрев

(охлаждение) трубы.

Тепловой поток Q_3 имеет место только при нестационарном режиме работы установки, а при достижении стационарного режима, когда температура трубы $t_x = const$, $Q_3 = 0$ и уравнение упрощается: $Q_3 = Q_1 + Q_2$.

Мощность теплового потока Q_1 , переданная воздуху, движущемуся внутри трубы, может быть определена по выражению: $Q_1 = G \cdot \Delta h = G \cdot c_p \cdot (t_2 - t_1)$.

Тогда:
$$\alpha_{1,он} = \frac{Q_1}{F_{вн} \cdot \Delta t_1} \quad (1) \quad \text{и} \quad \alpha_{2,он} = \frac{Q_2}{F_{нар} \cdot \Delta t_2} \quad (2)$$

Для вычисления расчетных значений коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{1,расч}$ и $\alpha_{2,расч}$ при конвективном теплообмене в воздушной среде воспользуемся критериальными уравнениями для конвективного теплообмена.

Так, например, для развитого турбулентного режима движения потока воздуха в трубах, когда $Re > 10^4$, рекомендуется уравнение:

$$Nu_1 = 0,021 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,43} \quad (3).$$

При вычислении критериев подобия за определяющий размер принимается внутренний диаметр трубы $d_{вн} = 0,0415, м$, а за определяющую температуру принимается средняя температура потока воздуха $t_{онп} = 0,5 \cdot (t_1 + t_2), ^\circ C$.

Для горизонтальных труб при естественной конвекции в неограниченном пространстве в диапазоне изменения $(Gr_2 \cdot Pr_2)$ от 10^3 до 10^8 рекомендуется критериальное уравнение вида:

$$Nu_2 = 0,5 \cdot (Gr_2 \cdot Pr_2)^{0,25} \quad (4).$$

При вычислении критериев подобия в этом уравнении за определяющий размер принимается наружный диаметр трубы $d_{нар} = 0,0455, м$, а за определяющую температуру принимается температура воздуха, окружающего трубу, $t_{онп} = t_{окр}, ^\circ C$.

3. Схема и описание установки. Воздух, являющийся в данном случае рабочим телом, забирается компрессором **1** из окружающей среды. Параметры воздуха в окружающей среде измеряются ртутным барометром **2** и термометром **3**, которые расположены на панели **4** «Окружающая среда».

Далее поток воздуха направляется в воздухомерное устройство **5** типа «труба Вентури». Количество проходящего воздуха регулируется заслонкой **6**. По системе соединительных трубопроводов поток воздуха поступает во входное сечение 1–1 исследуемого участка горизонтальной металлической трубы **7**.

К потоку воздуха, проходящему через компрессор, на участке до сечения 1–1 подводится работа сжатия и тепло за счет охлаждения электродвигателя компрессора, поэтому его температура повышается и измеряется четырьмя концентрически расположенными термопарами **8**. Все четыре термопары включены по дифференциальной схеме, поэтому вторичный регистрирующий прибор **9** показывает среднюю температуру воздуха в сечении 1-1.

Протокол наблюдений

Наименование величин	Условные обозначения	Единицы измерения	О П Ы Т Ы					
			№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5	№ 6
Температура воздуха при входе в трубу (сечение 1 - 1)	t1	°С						
Температура воздуха при выходе из трубы (сечение 2 - 2)	t2	°С						
Средняя температура трубы	tx	°С						
Показания вакуумметра (горло воздухомера)	H	мм вод. ст.						
Показания пьезометра на входе в горизонтальную трубу (после компрессора)	Hн	мм вод. ст.						
Напряжение, подаваемое на нагрев трубы	Un	в						
Сила тока, потребляемая на нагрев трубы	In	а						
Показания барометра	B	мбар						
Температура окружающей среды	tокр	°С						

4. Расчетные формулы и расчеты.

1. Атмосферное давление ($P_{атм}$, бар) находится с учетом температурного расширения столбика ртути барометра по формуле: $P_{атм} = \frac{B \cdot 10^{-3}}{1 + 1,815 \cdot 10^{-4} \cdot t_{окр}}$, где B – показание барометра, мбар; $t_{окр}$ – температура окружающей среды, равная температуре воздуха при входе в воздухомер, °С.

2. Перепад давления воздуха (ΔP , Па) в воздухомере: $\Delta P = g \cdot H$, где g – ускорение свободного падения, равное $9,81 \text{ м/сек}^2$; H – показание вакуумметра (горло воздухомера) в м вод.ст.

3. Плотность (ρ_6 , кг/м³) воздуха по состоянию в «горле» воздухомера $\rho_6 = \frac{(P_{атм} \cdot 10^5 - \Delta P)}{R \cdot (t_{окр} + T_0)}$, где R – характеристическая газовая постоянная воздуха, равная 287 Дж/кг·К, T_0 – коэффициент пересчета температуры из градусов °C в градусы К, равный 273,15.

4. Расход воздуха: $G = 0,525 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{\rho_6 \cdot \Delta P}$, кг/сек.

6. Плотность воздуха (ρ_1 , кг/м³) по состоянию на входе в горизонтальную трубу: $\rho_1 = \frac{P_{атм} \cdot 10^5 + g \cdot H_n}{R \cdot (t_1 + T_0)}$, где t_1 – температура воздуха при входе в трубу (сечение 1-1), °C, H_n – показание пьезометра на входе в горизонтальную трубу (после компрессора), мм вод.ст.

7. Плотность воздуха (ρ_2 , кг/м³) по состоянию на выходе из горизонтальной трубы: $\rho_2 = \frac{P_{атм} \cdot 10^5}{R \cdot (t_2 + T_0)}$, где t_2 – температура воздуха на выходе из трубы (сечение 2-2), °C.

8. Средняя скорость потока (W_1 , м/сек) в сечении 1-1 находится по формуле: $W_1 = \frac{G}{(\rho_1 \cdot F_{mp})}$ и, соответственно в сечении 2-2: $W_2 = \frac{G}{(\rho_2 \cdot F_{mp})}$, где F_{mp} – площадь проходного сечения для потока воздуха равная $1,35 \cdot 10^{-3}$, м²; ρ_1 и ρ_2 – плотность воздуха в рассматриваемом сечении, кг/м³.

Опытные значения коэффициентов теплоотдачи получаем по формулам (1) и (2), в которых $F_{вн}$ – внутренняя поверхность трубы, равная 0,456, м²; $F_{нар}$ – наружная поверхность трубы, равная 0,500, м²; средний температурный напор при вынужденной конвекции $\Delta t_1 = t_x - 0,5 \cdot (t_1 + t_2)$, °C; средний температурный напор при естественной конвекции $\Delta t_2 = t_x - t_{окр}$, °C.

9. Расчетные значения коэффициента теплообмена для вынужденной конвекции находим с учетом (3) по формуле: $\alpha_{1расч} = Nu_1 \cdot \frac{\lambda_1}{d_{вн}}$, Вт/(м²·град), а для свободной конвекции с учетом (4) по формуле: $\alpha_{2расч} = Nu_2 \cdot \frac{\lambda_2}{d_{нар}}$, Вт/(м²·град).

10. В приложении 1 приведены значения теплофизических свойств воздуха в зависимости от определяющей температуры.

11. Результаты расчетов должны быть продублированы в форме сводной таблицы.

Протокол результатов

Наименование величин	Условные обозначения	Единицы измерения	О П Ы Т Ы					
			№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5	№ 6
Атмосферное давление	$P_{атм}$	бар						
Перепад давления воздуха в воздухомере	ΔP	Па						
Плотность воздуха по состоянию в горле воздухомера	ρ_v	кг/м ³						
Расход воздуха	G	кг/с						
Теплота, передаваемая потоку воздуха в трубе (вынужденная конвекция)	Q1	Вт						
Теплота, передаваемая в окружающую среду (свободная конвекция)	Q2	Вт						
Плотность воздуха в сечении 1 – 1	ρ_1	кг/м ³						
Скорость воздуха при входе в горизонтальную трубу	W1	м/с						
Плотность воздуха при выходе из трубы (сечение 2 - 2)	ρ_2	кг/м ³						
Скорость воздуха при выходе из горизонтальной трубы	W2	м/с						
Определяющая температура при вынужденной конвекции	t1 опр	°C						
Коэффициент кинематической вязкости потока воздуха в трубе	ν_1	м ² /с						
Критерий Рейнольдса	Re1	—						
Критерий Прандтля в условиях вынужденной конвекции	Pr1	—						
Коэффициент теплопроводности потока воздуха в трубе	λ_1	Вт/(м·°C)						
Критерий Нуссельта в условиях вынужденной конвекции	Nu1	—						

Расчетный коэффициент теплоотдачи при вынужденной конвекции	α_1 расч	Вт/(м ² ·°C)						
Средний температурный напор в условиях вынужденной конвекции	Δt_1	°C						
Опытный коэффициент теплоотдачи при вынужденной конвекции	α_1 оп	Вт/(м ² ·°C)						
Определяющая температура при свободной конвекции	t_2 опр	°C						
Коэффициент кинематической вязкости воздуха вокруг трубы	ν_2	м ² /с						
Коэффициент теплопроводности воздуха вокруг трубы	λ_2	Вт/(м·°C)						
Коэффициент объемного расширения воздуха вокруг трубы	β_2	1/K						
Средний температурный напор в условиях свободной конвекции	Δt_2	°C						
Критерий Грасгофа	Gr ₂	—						
Критерий Прандтля в условиях естественной конвекции	Pr ₂	—						
Критерий Нуссельта в условиях естественной конвекции	Nu ₂	—						
Расчетный коэффициент теплоотдачи при свободной конвекции	α_2 расч	Вт/(м ² ·°C)						
Опытный коэффициент теплоотдачи при свободной конвекции	α_2 оп	Вт/(м ² ·°C)						

Определяющая температура, °С	Коэффициенты			Критерий Прандтля
	теплопроводности, Вт/м ² ·°С	кинематической вязкости, м ² /сек	объёмного расширения, 1/°С	
10	0,02524	0,00001477	0,00353	0,7062
12	0,02539	0,00001495	0,00351	0,7057
14	0,02554	0,00001514	0,00348	0,7052
16	0,02568	0,00001532	0,00346	0,7047
18	0,02583	0,00001550	0,00343	0,7043
20	0,02598	0,00001568	0,00341	0,7038
22	0,02613	0,00001587	0,00339	0,7034
24	0,02628	0,00001605	0,00337	0,7029
26	0,02642	0,00001623	0,00334	0,7025
28	0,02657	0,00001642	0,00332	0,702
30	0,02672	0,00001661	0,00330	0,7016
32	0,02687	0,00001679	0,00328	0,7011
34	0,02702	0,00001698	0,00326	0,7007
36	0,02716	0,00001717	0,00323	0,7003
38	0,02731	0,00001736	0,00321	0,6999
40	0,02746	0,00001755	0,00319	0,6994
42	0,02761	0,00001774	0,00317	0,699
44	0,02776	0,00001793	0,00315	0,6986
46	0,02790	0,00001812	0,00313	0,6982
48	0,02805	0,00001832	0,00311	0,6978
50	0,02820	0,00001851	0,00309	0,6974
52	0,02835	0,00001870	0,00308	0,697
54	0,02850	0,00001890	0,00306	0,6966
56	0,02864	0,00001909	0,00304	0,6962
58	0,02879	0,00001929	0,00302	0,6959
60	0,02894	0,00001949	0,00300	0,6955
62	0,02909	0,00001968	0,00298	0,6951
64	0,02924	0,00001988	0,00297	0,6947
66	0,02938	0,00002008	0,00295	0,6944
68	0,02953	0,00002028	0,00293	0,694
70	0,02968	0,00002048	0,00291	0,6936
72	0,02983	0,00002068	0,00290	0,6933
74	0,02998	0,00002089	0,00288	0,6929
76	0,03012	0,00002109	0,00286	0,6926
78	0,03027	0,00002129	0,00285	0,6923
80	0,03042	0,00002150	0,00283	0,6919
82	0,03057	0,00002170	0,00282	0,6916
84	0,03072	0,00002191	0,00280	0,6913
86	0,03086	0,00002211	0,00278	0,6909
88	0,03101	0,00002232	0,00277	0,6906
90	0,03116	0,00002253	0,00275	0,6903
92	0,03131	0,00002274	0,00274	0,69
94	0,03146	0,00002294	0,00272	0,6897
96	0,03160	0,00002315	0,00271	0,6894
98	0,03175	0,00002336	0,00269	0,6891
100	0,03190	0,00002358	0,00268	0,6888

5. Контрольные вопросы.

1. Сформулируйте цель лабораторной работы и поясните, как она достигается?
2. Назовите основные узлы экспериментальной установки и укажите их назначение.
3. Как измеряется и регулируется расход воздуха в данной работе?
4. По каким признакам можно судить о стационарном режиме теплообмена с окружающей средой?
5. Как определяется, и какие параметры влияют на величину плотности в сечениях: «горло» воздухомера, на входе в горизонтальную трубу и на выходе из неё?
6. Три группы факторов, влияющих на интенсивность конвективного теплообмена:
 - природа конвективного движения;
 - режим движения потока жидкости;
 - теплофизические и гидродинамические свойства жидкости;
 - геометрические факторы.
7. Какие существуют способы определения коэффициента теплообмена? Их краткая сравнительная характеристика.
8. Каков физический смысл критериев подобия, входящих в уравнение для свободной конвекции?
9. Каков физический смысл критериев подобия, входящих в уравнение для вынужденной конвекции?
10. Что такое "определяемый" и "определяющий" критерий?
11. Как выбирается определяющий (характерный) размер и определяющая температура при расчете критериев подобия?