

Содержание

1. Расчёт скорости истечения и расхода газов и паров
 2. Расчёт цикла двигателя внутреннего сгорания
 3. Стационарная теплопроводность
 4. Нестационарная теплопроводность
 5. Вынужденная конвекция
 6. Свободная конвекция
 7. Определение безопасного расстояния между объектами по условиям пожарной безопасности
 8. Конструктивный расчёт теплообменного аппарата
 9. Поверочный расчёт теплообменного аппарата
 10. Термодинамика пожара в помещении
- Список используемой литературы

Задача №1

Расчёт скорости истечения и расхода газов и паров

Для тушения пожара в сушильной печи предусмотрена установка парового пожаротушения с ручным пуском. В распределительный (перфорированный) трубопровод установки при пожаре подается водяной пар из технологического трубопровода с абсолютным давлением p_1 , МПа, и степенью сухости x .

Определить скорость истечения пара w , м/с, и необходимое количество отверстий диаметром d , мм, в паропроводе для подачи в помещение пара в количестве G , кг/с. Коэффициент скорости отверстия $\varphi=0,9$; коэффициент расхода отверстия $\mu=0,75$. Барометрическое давление p 0,1 МПа.

Решить задачу аналитически, принимая пар за идеальный газ.

Исходные данные:

p_1 , МПа	x	$d \cdot 10^{-3}$, мм	G , кг/с
0,15	0,95	6	0,29

Решение:

1) Устанавливаем режим истечения пара.

$\frac{p}{p_1} = 0,59 > \beta_{кр}$, где $\beta_{кр}$ – критическое отношение давлений, рассчитывается по

соотношению (3.100) [1]: $\beta_{кр} = \frac{2}{k+1} \frac{k}{k-1}$

где k – показатель адиабаты k для влажного насыщенного пара и сухого насыщенного пара можно определить по формуле (5.32) [1]:

$$k = 1,035 + 0,1 \cdot x = 1,035 + 0,1 \cdot 0,95 = 1,131$$

Тогда:

$$\beta_{кр} = \left(\frac{2}{1,131+1} \right)^{\frac{1,131}{1,131-1}} = 0,6$$

Получаем, что $\frac{p}{p_1} = \frac{0,1}{0,15} = 0,6 \leq \beta_{кр}$.

2) Определяем скорость истечения по соотношению (3.104) [1]:

$$w = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot \left[1 - \beta_{кр}^{\frac{k-1}{k}} \right]},$$

Удельный объем пара v_1 , м³/кг, находится по таблицам водяного пара, при этом принимается, что $v \approx v''$, где v'' – удельный объем сухого насыщенного пара, $v_1 = 0,94$ м³/кг.

$$w = \sqrt{2 \cdot \frac{1,131}{1,131-1} \cdot 0,15 \cdot 10^6 \cdot 0,94 \cdot [1 - 0,6^{0,12}]} = 295 \text{ м/с.}$$

3) Определяем секундный расход – по формуле (3.110) [1]:

$$G' = F_2 \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k+1} \cdot \frac{p_1}{v_1}}, \text{ где } F_2 \text{ – площадь сечения}$$

$$F_2 = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (6 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 0,000028 \text{ м}^2.$$

$$G' = 0,000028 \cdot \left(\frac{2}{1,131+1} \right)^{\frac{1}{1,131-1}} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{1,131}{1,131+1} \cdot \frac{0,15}{0,94}} = 0,0003 \text{ кг/с.}$$

4) Количество отверстий n в распределительном трубопроводе определяется по соотношению:

$$n = \frac{G}{G'} = \frac{0,29}{0,0003} = 966 \text{ штук.}$$

Задача №2

Расчёт цикла двигателя внутреннего сгорания (ДВС)

Поршневой двигатель внутреннего сгорания, работающий по циклу Тринклера, со смешанным подводом теплоты (см. рис.1), имеет следующие характеристики цикла:

- степень сжатия $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$;
- степень повышения давления $\lambda = \frac{p_3}{p_2}$;
- степень предварительного расширения $\rho = \frac{v_4}{v_3}$.

Принимая в качестве рабочего тела 1 кг газовой смеси заданного массового состава с начальными параметрами $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$ и $T_1 = 293 \text{ К}$, определить:

- параметры состояния (p, v, T) в характерных точках цикла;
- для каждого процесса, входящего в цикл:
- количество подводимой и отводимой теплоты q ;
- изменение внутренней энергии Δu ;
- изменение энтальпии Δi ;
- изменение энтропии Δs ;
- совершаемую или затрачиваемую работу l ;
- работу цикла l_u и термический КПД η .

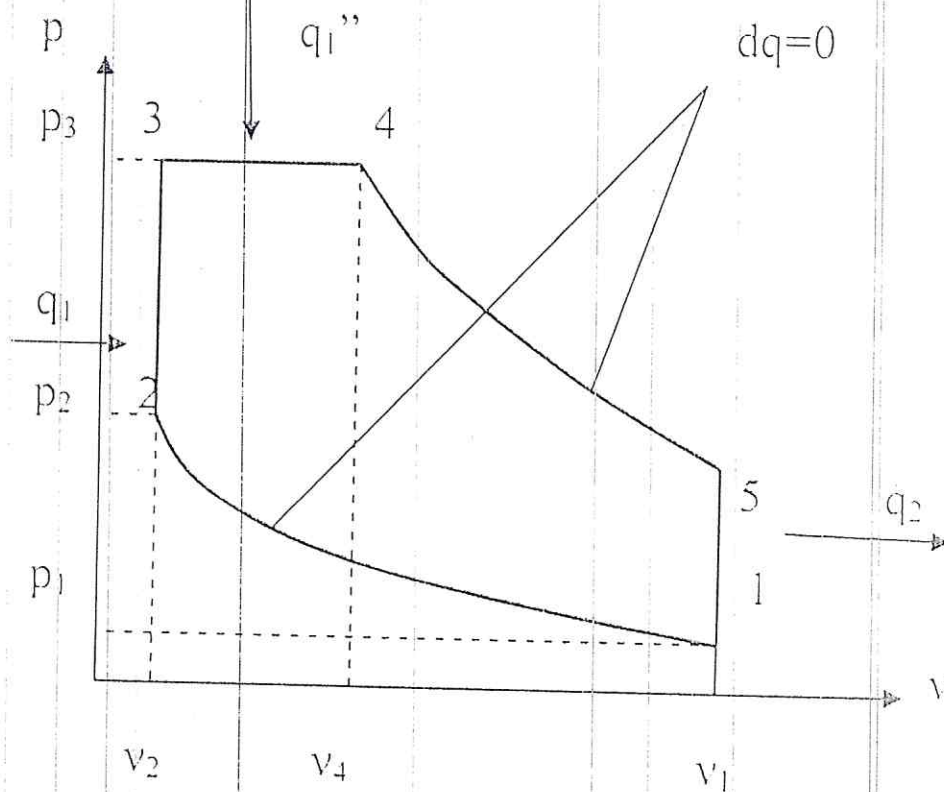
Результаты расчётов свести в таблицы 2 и 3.

Построить цикл в $p-v$ и Ts -координатах в масштабе.

Исходные данные:

ε	λ	ρ	O ₂	N ₂	CO	CO ₂	H ₂ O
11	2,0	1,1	-	0,73	0,06	0,14	0,07

При выполнении расчётов принять значение показателя адиабаты равным: для двухатомных газов 1,4; для трёхатомных 1,3.



Решение:

- 1) Рассчитываем молекулярную массу смеси по уравнению (1.776) [1]:

$$\mu_{см} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{p_i}{\mu_i}}$$

$$\mu_{см} = \frac{1}{\frac{\rho_{O_2}}{\mu_{O_2}} + \frac{\rho_{N_2}}{\mu_{N_2}} + \frac{\rho_{CO}}{\mu_{CO}} + \frac{\rho_{CO_2}}{\mu_{CO_2}} + \frac{\rho_{H_2O}}{\mu_{H_2O}}} = \frac{1}{\frac{0,74}{28} + \frac{0,06}{28} + \frac{0,14}{44} + \frac{0,07}{18}} = 29$$

- 2) Определим газовую постоянную смеси $R_{см}$ по уравнению (1.75) [1]:

$$R_{см} = \frac{8314,31}{\mu_{см}} = \frac{8314,31}{29} = 293 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}.$$

- 3) Определяем удельную теплоёмкость смеси при постоянном давлении $c_{p,см}$ по уравнению:

$$c_{p,см} = \sum_{i=1}^n g_i c_{pi}.$$

Значения удельных теплоёмкостей каждого из компонентов смеси при постоянном давлении c_{pi} рассчитываем по уравнению: $c_{pi} = \frac{k R_i}{(k-1)}$;

где R_i – газовая постоянная компонента; k – показатель адиабаты.

$$R_{N_2} = 297 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}},$$

$$R_{CO_2} = 189 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}},$$

$$R_{CO} = 297 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}},$$

$$R_{H_2O} = 462 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}.$$

$$c_{pCO} = \frac{k_{CO} R_{CO}}{(k_{CO} - 1)} = \frac{1,4 \cdot 297}{1,4 - 1} = 1039,5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}};$$

$$c_{pN_2} = \frac{k_{N_2} R_{N_2}}{(k_{N_2} - 1)} = \frac{1,4 \cdot 297}{1,4 - 1} = 1039,5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}};$$

$$c_{pCO_2} = \frac{k_{CO_2} R_{CO_2}}{(k_{CO_2} - 1)} = \frac{1,3 \cdot 189}{1,3 - 1} = 819 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}};$$

$$c_{pH_2O} = \frac{k_{H_2O} R_{H_2O}}{(k_{H_2O} - 1)} = \frac{1,3 \cdot 462}{1,3 - 1} = 2002 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}.$$

Тогда

$$c_{p,см} = 1039,5 \cdot 0,73 + 0,06 \cdot 1039,5 + 0,14 \cdot 819 + 0,07 \cdot 2002 = 1076 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}.$$

- 4) Определяем удельную теплоёмкость смеси при постоянном объеме $c_{v,см}$ по уравнению:

$$c_{v,см} = \sum_{i=1}^n g_i c_{vi}.$$

Значения удельных теплоёмкостей каждого из компонентов смеси при постоянном объеме c_{vi} рассчитываются по уравнениям:

$$c_{vi} = \frac{R_i}{(k-1)},$$

где R_i – газовая постоянная компонента;

k – показатель адиабаты.

$$c_{vCO} = \frac{R_{CO}}{(k_{CO} - 1)} = \frac{297}{1,4 - 1} = 742 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}};$$

$$c_{vN_2} = \frac{R_{N_2}}{(k_{N_2} - 1)} = \frac{297}{1,4 - 1} = 742 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}};$$

$$c_{vCO_2} = \frac{R_{CO_2}}{(k_{CO_2} - 1)} = \frac{189}{1,3 - 1} = 630 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}};$$

$$c_{vH_2O} = \frac{R_{H_2O}}{(k_{H_2O} - 1)} = \frac{462}{1,3 - 1} = 1540 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}.$$

Тогда:

$$c_{vсм} = 0,73 \cdot 742 + 0,06 \cdot 742 + 0,14 \cdot 630 + 0,07 \cdot 1540 = 782 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$$

- 5) Определяем показатель адиабаты для смеси по уравнению:

$$k_{см} = \frac{c_{pсм}}{c_{vсм}}$$

$$k_{см} = \frac{1076}{782} = 1,4$$

Расчет параметров состояния в характерных точках цикла начинается с определения удельного объема.

- 6) Определяем параметры точки 1.

Так как в точке 1 давление и температура p_1 и T_1 заданы, то удельный объем v_1 может быть найден из уравнения состояния:

$$p \cdot v = R \cdot T$$

$$\Rightarrow v_1 = \frac{R_{см} \cdot T_1}{p_1} = \frac{295,89 \cdot 293}{0,1 \cdot 10^6} = 0,86 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

- 7) Определяем параметры точки 2.

Удельный объем v_2 в точке 2 определяется по характеристике цикла

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$$

$$\Rightarrow v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon} = \frac{0,86}{12} = 0,071 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Процесс 1-2 адиабатный, из уравнения процесса (3.31) [1] находится значение абсолютного давления в конце адиабатного расширения p_2 .

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^k$$

$$p_2 = \frac{p_1}{\left(\frac{v_2}{v_1} \right)^k} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{\left(\frac{0,071}{0,86} \right)^{1,4}} = 3,2 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Температура в точке 2 может быть подсчитана из уравнения состояния (1.50) [1].

$$T_2 = \frac{p_2 \cdot v_2}{R_{см}} = \frac{3,2 \cdot 10^6 \cdot 0,071}{295,89} = 774.$$

- 8) Определяем параметры точки 3.

Удельный объем v_3 в точке 3 равен v_2 , так как процесс 2-3 изохорный.

Давление p_3 в точке 3 определяется по характеристике цикла $\lambda = \frac{p_3}{p_2}$.

$$p_3 = \lambda \cdot p_2 = 2,3 \cdot 3,2 \cdot 10^6 = 7,36 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Температура в точке 3 может быть определена из уравнения состояния или по уравнению изохорного процесса: $\frac{p_2}{p_3} = \frac{T_2}{T_3}$.

$$T_3 = \frac{p_3 \cdot T_2}{p_2} = 3234,3 \text{ К}.$$

- 9) Определяем параметры точки 4.

Удельный объем v_4 в точке 4 находится по характеристике цикла $\rho = \frac{v_4}{v_3}$.

$$v_4 = \rho \cdot v_3 = 1,5 \cdot 0,057 = 0,085 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

Давление в точке 4 такое же, как в точке 3, так как процесс 3-4 изобарный. т.е. $p_4 = p_3 = 16,6$ МПа.

Температура в точке 4 может быть определена из уравнения состояния или по уравнению изобарного процесса: $\frac{p_3}{T_3} = \frac{p_4}{T_4}$

$$T_4 = \frac{p_4 \cdot T_3}{p_3} = \frac{0,085 \cdot 3234,3}{0,057} = 4823,1 \text{ К.}$$

10) Определяем параметры точки 5.

Удельный объем в точке 5 такой же, как и в точке 1, так как процесс 5-1 изохорный. т.е. $v_5 = v_1$.

Давление в конце адиабатного расширения p_5 определяется по уравнению (3.31) [1]: $p_5 = p_4 \left(\frac{v_4}{v_5} \right)^k$.

$$p_5 = 16,6 \cdot 10^6 \left(\frac{0,085}{0,86} \right)^{1,37} = 0,7 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Температура в конце адиабатного расширения находится из соотношения параметров в изохорном процессе 5-1: $\frac{p_4}{p_5} = \frac{T_4}{T_5}$.

$$T_5 = \frac{p_5 \cdot T_4}{p_4} = 202,5 \text{ К.}$$

11) Определяем теплоту, подводимую и отводимую по формуле (7.8) [1].

$q_{1-2} = 0$, т.к. процесс 1-2 адиабатный.

$$q_{2-3} = c_v(T_3 - T_2) = 782,1(3234,3 - 799) = 1904648,13 \text{ Дж.}$$

$$q_{3-4} = c_p(T_4 - T_3) = 1075,34(4823,1 - 3234,3) = 1708500,2 \text{ Дж.}$$

$q_{4-5} = 0$, т.к. процесс 4-5 адиабатный.

$$q_{5-1} = c_v(T_1 - T_5) = 782,1(293 - 202,5) = 70780,05 \text{ Дж.}$$

12) Определяем работу каждого процесса. Работа в адиабатном процессе рассчитывается по уравнению (3.13) [1], а работа в изобарном процессе определяется по формуле (3.11) [1].

$$i_{1-2} = \frac{1}{k-1} (p_1 \cdot v_1 - p_2 \cdot v_2) = \frac{1}{1,4-1} (0,1 \cdot 10^6 \cdot 0,86 - 3,2 \cdot 10^6 \cdot 0,05) = 321621,6 \text{ Дж.}$$

$$i_{2-3} = 0.$$

$$i_{3-4} = R(T_4 - T_3) = 292,55(4823,1 - 3234,3) = 464803,4 \text{ Дж.}$$

$$i_{4-5} = \frac{1}{k-1} (p_5 \cdot v_5 - p_4 \cdot v_4) = \frac{1}{1,37-1} (0,7 \cdot 10^6 \cdot 0,86 - 16,6 \cdot 10^6 \cdot 0,085) = -2186486,5 \text{ Дж.}$$

$$i_{5-1} = 0.$$

3) Определяем изменение внутренней энергии Δu . Для любого процесса подсчитывается по уравнению (3.9) [1]:

$$\Delta u = c_v(T_k - T_n)$$

$$\Delta u_{1-2} = c_v(T_2 - T_1) = 782,1(799 - 293) = 395742,6 \text{ Дж}$$

$$\Delta u_{2-3} = c_v(T_3 - T_2) = 782,1(3234,3 - 799) = 1904648,1 \text{ Дж}$$

$$\Delta u_{3-4} = c_v(T_4 - T_3) = 782,1(4823,1 - 3234,3) = 1242600,5 \text{ Дж}$$

$$\Delta u_{4-5} = c_v(T_5 - T_4) = 782,1(202,5 - 4823,1) = -3613771,3 \text{ Дж}$$

$$\Delta u_{5-1} = c_v(T_1 - T_5) = 782,1(293 - 202,5) = 70780,1 \text{ Дж.}$$

14) Определяем изменение энтальпии Δi по уравнению (3.10) [1]:

$$\Delta i = c_p(T_k - T_n)$$

$$\Delta i_{1-2} = c_p(T_2 - T_1) = 1075,34(799 - 293) = 544122,04 \text{ Дж}$$

$$\Delta i_{2-3} = c_p(T_3 - T_2) = 1075,34(3234,3 - 799) = 2618775,5 \text{ Дж}$$

$$\Delta i_{3-4} = c_p(T_4 - T_3) = 1075,34(4823,1 - 3234,3) = 1708500,2 \text{ Дж}$$

$$\Delta i_{4-5} = c_p(T_5 - T_4) = 1075,34(202,5 - 4823,1) = -4968716 \text{ Дж}$$

$$\Delta i_{5-1} = c_p(T_1 - T_5) = 1075,34(293 - 202,5) = 97318,3 \text{ Дж.}$$

15) Изменение энтропии Δs в изохорном процессе находится по формуле (3.50) [1], а в изобарном – (3.51) [1].

$$\begin{aligned}\Delta s_{1-2} &= 0, \\ \Delta s_{2-3} &= c_v \ln \frac{p_3}{p_2} = 782,1 \ln \frac{16,6}{4,1} = 1093,7 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \cdot \text{К}, \\ \Delta s_{3-4} &= c_v \ln \frac{v_4}{v_3} = 782,1 \ln \frac{0,085}{0,057} = 312,6 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \cdot \text{К}, \\ \Delta s_{4-5} &= 0, \\ \Delta s_{5-1} &= c_v \ln \frac{p_1}{p_5} = 782,1 \ln \frac{0,1}{0,7} = -1521,9 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \cdot \text{К}.\end{aligned}$$

16) Работа цикла l_u может быть рассчитана как сумма работ в отдельных процессах, составляющих цикл.

$$l_u = l_{1-2} + l_{2-3} + l_{3-4} + l_{4-5} + l_{5-1} = -1300379,2.$$

17) Термический КПД цикла η_t рассчитывается по уравнению (7.10) [1]:

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \cdot \rho^k - 1}{e^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]} = 0,67.$$

Результаты расчетов сводим в таблицы 2 и 3.

Таблица 2

Точки	$p, \text{Па}$	$v, \text{м}^3/\text{кг}$	$T, \text{К}$
1	$0,1 \cdot 10^6$	0,86	293
2	$4,1 \cdot 10^6$	0,057	799
3	$16,6 \cdot 10^6$	0,057	3234,3
4	$16,6 \cdot 10^6$	0,085	4823,1
5	$0,7 \cdot 10^6$	0,86	202,5

Таблица 3

Процесс	Δu	Δi	Δs	l	q
1-2	395742,6	541122,04	0	321693,6	0
2-3	1904648,1	2618775,5	1093,7	0	1904648,13
3-4	1242600,5	1708500,2	312,6	-464803,4	1708500,2
4-5	-3613771,3	-4968716	0	-2186486,5	0
5-1	70780,1	97318,3	-1521,9	0	70780,05
Сумма за цикл	0	163,14	-115,6	-1300379,2	3683928,4

Задача №3

Стационарная теплопроводность

Стальной трубопровод диаметром $\frac{d_1}{d_2}$ мм, по которому течет масло, покрыт слоем изоляции толщиной $\delta_2 = 50$ мм. Коэффициент теплопроводности материала трубопровода λ_1 и коэффициент теплопроводности изоляции λ_2 находятся из справочных таблиц [2]. Средняя температура масла на рассматриваемом участке трубопровода $t_{ж1}$. Температура окружающего воздуха $t_{ж2}$. Коэффициент теплоотдачи от масла к стенке $\alpha_1 = 100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ и от поверхности трубопровода к воздуху $\alpha_2 = 8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Определить потери тепла с погонной длины 1 м оголенного трубопровода и трубопровода, покрытого изоляцией.

Исходные данные:

Диаметр трубопровода $\frac{d_1}{d_2}$, мм	Средняя температура масла $t_{ж1}$, °C	Температура окружающего воздуха $t_{ж2}$, °C	Материал тепловой изоляции
$\frac{44}{51}$	100	0	Совелит

Решение:

Задача №5

Вынужденная конвекция

Рукавная линия с внутренним диаметром d поперечно обдувается ветром со скоростью w_2 . Температура воздуха t_2 . По рукавной линии с расходом G_1 движется вода, температура которой на входе в рукавную линию t_1 . Рассчитать максимальную длину рукавной линии из условия, что температура воды на выходе из рукавной линии была бы $t_1 \geq 0^\circ\text{C}$. Толщина стенки рукавной линии $\delta = 2$ мм. Эквивалентный коэффициент теплопроводности материала рукава $\lambda = 0,6 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$.

Исходные данные:

$G_1, \text{ кг/с}$	$t_1, ^\circ\text{C}$	$d, \text{ мм}$	$w_2, \text{ м/с}$	$t_2, ^\circ\text{C}$
10	6	89	13	-30

Решение:

Максимальная длина рукавной линии определяется по формуле:

$$L_{\max} = \frac{Q}{k\pi d_{\text{ср}}(t_1 - t_2)'}$$

где Q – тепловой поток, отдаваемый водой воздуху, Вт ;

k – коэффициент теплопередачи от воды к воздуху, $\text{Вт/(м}^2\text{К)}$;

t_1 – средняя температура воды в рукаве, $^\circ\text{C}$;

t_2 – температура воздуха, $^\circ\text{C}$;

$d_{\text{ср}}$ – средний диаметр рукава, м.

1) Определяем средний диаметр рукава:

$$d_{\text{ср}} = d + \delta = 0,089 + 0,002 = 0,091 \text{ м.}$$

2) Определяем тепловой поток:

$$Q = G_1 c_{p1}(t_1' - t_2'')$$

где c_{p1} – теплоемкость воды, $c_{p1} = 4200 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$.

По условию $t_1 \geq 0^\circ\text{C}$, принимаем $t_1'' = 1^\circ\text{C}$.

$$\text{Тогда } Q = 15 \cdot 4200 \cdot (5 - 1) = 252 \text{ кВт.}$$

3) Определяем среднюю температуру воды в рукаве:

$$t_1 = 0,5(t_1' + t_1'');$$

$$\text{Тогда } t_1 = 0,5(6 + 1) = 3,5^\circ\text{C.}$$

4) Определяем коэффициент теплопередачи k по уравнению (10.17) [1]:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от воды к внутренней поверхности рукава, $\text{Вт/(м}^2\text{К)}$;

α_2 – коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности рукава к воздуху, $\text{Вт/(м}^2\text{К)}$.

4.1) Величина α_1 рассчитывается следующим образом:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_d \lambda_1}{d}$$

Значение числа Nu_d рассчитывается по уравнениям подобия (14.39) или (14.40) [1] в зависимости от величины числа Рейнольдса:

$$Re_d = \frac{4G_1}{\pi d \rho_1 v_1}$$

Значения теплофизических характеристик воды $\lambda_1, c_{p1}, \rho_1, v_1, Pr_1$ выписать из приложения [2] при средней температуре воды t_1 .

$$t_1 = 3,5^\circ\text{C. } \lambda_1 = 56,02 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}, c_{p1} = 4,204 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}, \rho_1 = 999,85 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, v_1 = 1,596 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}, Pr_1 = 12,01.$$

$$\text{Тогда } Re_d = \frac{3,14 \cdot 0,066 \cdot 999,85 \cdot 1,596 \cdot 10^{-6}}{4 \cdot 15} = 181430,4,$$

$Re_d > 10^4 \rightarrow$ режим турбулентный.

Тогда $Nu_d = 0,021 \cdot Re_d^{0,8} \cdot Pr^{0,43} = 0,021 \cdot 181430,4^{0,8} \cdot 12,01^{0,43} = 984,89$

тогда $\alpha_1 = \frac{984,89 \cdot 56,02 \cdot 10^{-2}}{0,066} = 16719 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$

4.2) Рассчитываем величину α_2 аналогичным образом:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_d \lambda_2}{d_H}$$

где $d_H = d + 2\delta = 0,066 + 2 \cdot 0,002 = 0,07 \text{ м}$.

Значение числа Nu_{dH} рассчитывается по уравнениям (14.49), (14.50) и (14.51) [1] в зависимости от величины Рейнольдса:

$$Re_{dH} = \frac{w_2 d_H}{\nu_2}$$

Значения параметров воздуха λ_2, ν_2, Pr_2 выписываем из таблиц по температуре воздуха t_2 .

$t_2 = -30^\circ\text{C}$, $\lambda_2 = 2,2 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$, $\nu_2 = 10,8 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$, $Pr_2 = 0,723$.

Тогда $Re_{dH} = \frac{15 \cdot 0,07}{10,8 \cdot 10^{-6}} = 97222 > 10^4 \Rightarrow$ режим турбулентный.

тогда $Nu_{dH} = 0,25 \cdot Re_{dH}^{0,6} \cdot Pr_2^{0,38} = 0,25 \cdot 97222^{0,6} \cdot 0,723^{0,38} = 167,68$.

И $\alpha_2 = \frac{167,68 \cdot 2,2 \cdot 10^{-2}}{0,081} = 59,12 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$

Коэффициент теплопередачи k :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{4579,4} + \frac{0,002}{0,6} + \frac{1}{59,12}} = 48 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

5) Определяем максимальную длину рукава:

$$L_{max} = \frac{Q}{k \pi d_{cp} (t_1 - t_2)} = \frac{252 \cdot 10^3}{48 \cdot 3,14 \cdot 0,068 (5 + 30)} = 817 \text{ м}$$

Задача №6

Свободная конвекция

Для подогрева воды выхлопными газами в цистерне пожарного автомобиля смонтирован горизонтальный трубопровод, наружный диаметр которого d . Определить длину трубопровода, необходимую для компенсации тепловых потерь от воды через стенку цистерны в окружающую среду, если принять, что диаметр цистерны D , ее длина L , температура окружающего воздуха t_w , температура воды в цистерне $t_{ж}$, температура стенки трубопровода t_c . Термическим сопротивлением стенки цистерны пренебречь, а температуру стенки принять равной температуре воды в цистерне.

Исходные данные:

d , мм	t_c , °C	$t_{ж}$, °C	D , м	L , м	t_w , °C
40	15	8	2	3,5	-20

Решение:

Длина трубопровода: $l = \frac{Q}{\pi d \alpha_1 (t_c - t_{ж})}$

где Q – тепловой поток, отдаваемый цистерной воздуху, Вт;

α_1 – коэффициент теплоотдачи от поверхности трубопровода к воде, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

1) Определяем тепловой поток, отдаваемый цистерной:

$$Q = \alpha_2 (t_{ж} - t_w) F,$$

где α_2 – коэффициент теплоотдачи от цистерны к воздуху, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

F – площадь поверхности цистерны, м^2 .

1.1) Определяем площадь поверхности цистерны

$$F = \pi D L + \frac{\pi D^2}{2} = 3,14 \cdot 2 \cdot 3,5 + \frac{3,14 \cdot 3,5^2}{2} = 41,2 \text{ м.}$$

1.2) Определяем коэффициент теплоотдачи α_2 :

$$\alpha_2 = \frac{Nu_{Dв} \lambda_{в}}{D}$$

Значение числа Нуссельта $Nu_{Dв}$ при свободной конвекции около горизонтального цилиндра рассчитывается по уравнениям подобия (15.18), (15.19) [1] в зависимости от величины комплекса

$$(Gr \cdot Pr)_{Dв} = \frac{\beta_{в} g (t_{ж} - t_{в}) D^3}{\nu_{в}^2} Pr_{в}.$$

Теплофизические характеристики воздуха $\lambda_{в}$, $\nu_{в}$, $Pr_{в}$ выписываются из таблицы физических параметров воздуха [2] по температуре воздуха $t_{в}$.

$$t_{в} = -20^\circ\text{C}, \lambda_{в} = 2,28 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}, \nu_{в} = 11,79 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}, Pr_{в} = 0,716.$$

$$\text{Коэффициент объемного расширения } \beta_{в} = \frac{1}{t_{н}} = 0,00395 \frac{1}{\text{К}}.$$

$$\text{Тогда } (Gr \cdot Pr)_{Dв} = \frac{0,00395 \cdot 9,81(9+20) \cdot 2^3}{(11,79 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 0,716 = 6,5 \cdot 10^{10}.$$

Тогда значение числа Нуссельта $Nu_{Dв}$ рассчитываем по уравнению подобия (15.19) [1]:

$$Nu_{Dв} = 0,5 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,25} = 252,15.$$

$$\text{И } \alpha_2 = \frac{252,15 \cdot 2,28 \cdot 10^{-2}}{2} = 2,87 \frac{\text{Вт} \cdot \text{м}}{\text{К}}.$$

Тогда тепловой поток, отдаваемый цистерной:

$$Q = \alpha_2 (t_{ж} - t_{н}) F = 2,87(9 + 20) \cdot 41,6 = 3462,4 \text{ Вт.}$$

2) Величина коэффициента теплоотдачи от поверхности трубопровода к воде в цистерне α_1 рассчитывается аналогично:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_{Dж} \lambda_{ж}}{D}.$$

2.1) Значение числа $Nu_{Dж}$ также рассчитывается по уравнениям подобия (15.18), (15.19) [1] в зависимости от величины комплекса:

$$(Gr \cdot Pr)_{Dж} = \frac{\beta_{ж} g (t_{с} - t_{ж}) d^3}{\nu_{ж}^2} Pr_{ж}.$$

Теплофизические характеристики воды $\lambda_{ж}$, $\nu_{ж}$, $Pr_{ж}$, $\beta_{ж}$ выписываются из таблицы физических параметров воды [2] по температуре $t_{ж}$, а значение $Pr_{с}$ — из этой же таблицы по температуре $t_{с}$.

$$t_{ж} = 12^\circ\text{C}, \lambda_{ж} = 57,1 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}, \nu_{ж} = 1,442 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}, Pr_{ж} = 9,94.$$

$$\beta_{ж} = 0,6 \cdot 10^{-4}, t_{с} = 17^\circ\text{C}, Pr_{с} = 8,27.$$

$$\text{Тогда } (Gr \cdot Pr)_{Dж} = \frac{0,6 \cdot 10^{-4} \cdot 9,81(15-9) \cdot 0,055^3}{(1,442 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 8,27 = 282572$$

$$\text{Тогда } Nu_{Dв} = 0,5 \cdot (Gr \cdot Pr)_{Dв}^{0,25} = 11,5.$$

$$\text{И } \alpha_1 = \frac{11,5 \cdot 57,1 \cdot 10^{-2}}{0,055} = 119,4 \frac{\text{Вт} \cdot \text{м}}{\text{К}}.$$

$$3) \text{ Определяем длину трубопровода: } l = \frac{Q}{\pi d \alpha_1 (t_{с} - t_{ж})} = \frac{3462,4}{3,14 \cdot 0,05 \cdot 119,4(14-9)} = 36,9 \text{ м.}$$

Задача №7

Определение безопасного расстояния между объектами по условиям пожарной безопасности

Определить минимальное расстояние, обеспечивающее безопасность соседнего с горящим объекта, при следующих исходных данных: проекция факела пламени горящего объекта имеет прямоугольную форму размером $d \times l$; температура факела равна $T_{ф}$; а степень черноты — $\epsilon_{ф}$. Для

не горящего объекта: допустимое значение температуры на поверхности равно $T_{доп}$; допустимое значение плотности теплового потока (критическая плотность) $-q_{кр}$; степень черноты поверхности $- \epsilon$. Кроме того, оценить безопасное расстояние от факела до личного состава, работающего на пожаре без средств защиты от теплового воздействия, при условии кратковременного пребывания и длительной работы.

При кратковременном тепловом воздействии для человека принять $q_{кр}=1120 \text{ Вт/м}^2$; при длительном $- q_{кр}=560 \text{ Вт/м}^2$. При решении задачи учитывать только теплообмен излучением. Коэффициент безопасности, принять равным β .

Исходные данные:

$d, \text{ м}$	$l, \text{ м}$	$T_{ф} \cdot 10^{-2}, \text{ К}$	$\epsilon_{ф}$	$T_{доп}, \text{ К}$	$q_{кр} \cdot 10^{-2}, \text{ Вт/м}^2$	β	ϵ
10	5	13	0.8	650	130	1.6	0.8

Решение:

Условия безопасности, будут соблюдаться тогда, когда результирующая плотность теплового потока излучением между факелом и поверхностью соседнего объекта $q_{фп}$ будет меньше допустимого значения $q_{кр}$.

$\epsilon_{пр}$ — приведенная степень черноты системы факел — поверхность.

$$\epsilon_{пр} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_{ф}} + \frac{1}{\epsilon} - 1} = \frac{1}{\frac{1}{0.7} + \frac{1}{0.8} - 1} = 0.63;$$

φ — средний по поверхности полный коэффициент облученности.

Средний по поверхности полный коэффициент облученности $\varphi = 4\varphi_{21}$;

Значения φ_{21} для одной четвертой греющей поверхности рассчитывается по формуле:

$$\begin{aligned} \varphi_{21} &= \frac{1}{2\pi} \left(\frac{a}{\sqrt{a^2 + r^2}} \arctg \frac{b}{\sqrt{a^2 + r^2}} + \frac{b}{\sqrt{b^2 + r^2}} \arctg \frac{a}{\sqrt{b^2 + r^2}} \right) \\ &= \frac{1}{2 \cdot 3.14} \left(\frac{6}{\sqrt{6^2 + 150^2}} \arctg \frac{4}{\sqrt{6^2 + 150^2}} + \frac{4}{\sqrt{4^2 + 150^2}} \arctg \frac{6}{\sqrt{4^2 + 150^2}} \right) \\ &= 0.16(0.095 + 0.095) = 0.0304 \end{aligned}$$

a, b — стороны прямоугольника, $a=d/2=6 \text{ м}$, $b=1/2=4 \text{ м}$;

r — расстояние между факелом и поверхностью облучаемого объекта.

Задаемся $r = 150 \text{ м}$.

Тогда: $\varphi = 4 \cdot \varphi_{21} = 0.12$.

Определяем результирующую плотность теплового потока между факелом и поверхностью тела:

$$q_{фп} = \epsilon_{пр} \sigma_0 (T_{ф}^4 - T_{доп}^4) \cdot \varphi = 0.62 \cdot 5.7 \cdot 10^{-8} \cdot (1400^4 - 740^4) \cdot 0.12 = 1527$$

где $\sigma_0 = 5.7 \cdot 10^{-8}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}^4$ — константа излучения абсолютно черного тела;

с учетом коэффициента безопасности:

$$\begin{aligned} \beta q_{фп} &\leq q_{кр} \\ 1.6 \cdot 1527 &\leq 13000. \end{aligned}$$

Условие выполняется, поэтому принимаем минимальное расстояние 200 м.

Минимальное безопасное расстояние следует находить при соблюдении условий:

$$\varphi = 2\varphi_{21}; a = d, b = 1; \beta q_{фп} = q_{кр};$$

Получаем: $\varphi = 2 \cdot 0.03 = 0.06, a = 15, b = 10$.

Задача №8

Конструктивный расчет теплообменного аппарата

Для подогрева воды решено установить трубчатый водоподогреватель, в котором вода подогревалась бы от t_2' до t_2'' . Расход воды G_2 . Подогрев производится продуктами горения с температурой на входе в подогреватель t_1' , а на выходе t_1'' . Вода движется по латунным трубкам

($\lambda = 100 \text{ Вт/(м·К)}$) диаметром $\frac{d_{\text{вн}}}{d_{\text{н}}} = \frac{12}{14} \text{ мм}$ со скоростью w_2 . Продукты горения движутся в межтрубном пространстве. Расположение трубок в пучке коридорное с шагами $s_1 = s_2 = 2,5d_{\text{н}}$. Схема движения теплоносителей - противоток.

Рассчитайте необходимое число трубок и их длину, а также габариты теплообменника.

Исходные данные:

$t'_1, ^\circ\text{C}$	$t''_1, ^\circ\text{C}$	$G_2, \text{кг/с}$	$t'_2, ^\circ\text{C}$	$t''_2, ^\circ\text{C}$	$w_2, \text{м/с}$
500	150	13	4	7	1

Решение:

1) Определяем тепловой поток, который необходимо подводить к воде: $Q = G_2 c_{p2} (t''_2 - t'_2) = 14 \cdot 4200 \cdot (7 - 4) = 176400 \text{ Вт}$.

2) Из уравнения теплового баланса определяем необходимый расход дымовых газов: $G_1 = \frac{Q}{c_{p1}(t'_1 - t''_1)} = \frac{176400}{1133(550 - 150)} = 0,39 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$.

Здесь $c_{p1} = 1,133 \frac{\text{кДж}}{\text{кг·К}}$, берем из таблицы по $t_1 = 0,5 \cdot (t'_1 + t''_1) = 375^\circ\text{C}$.

3) Определяем площадь теплообмена теплообменного аппарата: $F = \frac{Q}{k \Delta t_{\text{cp}}}$,

где k – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$;

Δt_{cp} – средний температурный напор, К .

Для противотока средний температурный напор:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{(t'_1 - t'_2) - (t''_1 - t''_2)}{\ln \left[\frac{(t'_1 - t'_2)}{(t''_1 - t''_2)} \right]} = \frac{(550 - 7) - (150 - 4)}{\ln \left[\frac{(550 - 7)}{(150 - 4)} \right]} = 303^\circ\text{C}.$$

Коэффициент теплопередачи для тонкостенных трубок можно определить по уравнению (10.17) [1]:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к поверхности трубок, $\text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$;

α_2 – коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности трубок к воде, $\text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

δ – толщина стенки трубки, м.

Толщина стенки трубки: $\delta = \frac{d_{\text{вн}} - d_{\text{н}}}{2} = 1 \text{ мм} = 0,001 \text{ м}$.

Коэффициент теплоотдачи α_1 рассчитывается следующим образом: $\alpha_1 = \frac{Nu_1 \lambda_1}{d_{\text{экв}}}$.

Значение числа Nu_1 рассчитывается по уравнениям подобия (14.39) или (14.40) [1] в зависимости от величины числа Рейнольдса:

$$Re_1 = \frac{w_1 d_{\text{экв}}}{\nu_1}.$$

Скорость движения дымовых газов рассчитывается по уравнению расхода:

$$w_1 = \frac{G_1}{\rho_1 f_1}.$$

Значения теплофизических характеристик дымовых газов λ_1 , c_{p1} , ρ_1 , ν_1 , Pr_1 выписать из приложения [2] при средней температуре дымовых газов $t_1 = 0,5(t'_1 + t''_1) = 375^\circ\text{C}$.

$$\lambda_1 = 5,48 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м·К}}, \quad \rho_1 = 0,594 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \quad \nu_1 = 56,7 \cdot 10^{-2} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}.$$

При расчете конвективного теплообмена в межтрубном пространстве за характерный размер берется эквивалентный диаметр:

$$d_{\text{экв}} = \frac{4f_1}{\Pi_1},$$

где f_1 – площадь для прохода дымовых газов, м^2 ;

Γ_1 – периметр сечения, м.

Площадь для прохода дымовых газов f_1 вычисляется следующим образом:

$$f_1 = ab - \frac{\pi d_n^2}{4} \cdot n,$$

а периметр сечения $\Gamma_1 = 2(a + b) + \pi d_n n$, где a и b – размеры кожуха, м; n – число трубок.

Число трубок для прохода воды:

$$n = \frac{4G_2}{\rho_2 w_2 \pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 14}{999,8 \cdot 1 \cdot 3,14 \cdot 0,013^2} = 105 \text{ шт.}$$

Располагая трубки коридорно, будем иметь число рядов

$$n_2 = \sqrt{n} = \sqrt{105} = 10 \text{ рядов.}$$

Тогда число трубок в ряду $n_1 = \frac{n}{n_2} = \frac{105}{10} = 10$ трубок в ряду.

При этом размеры кожуха:

$$a = n_1 s_1 d_n = 10 \cdot 2,5 \cdot 0,014 \cdot 0,014 = 0,0049 \text{ м;}$$

$$b = n_2 s_2 d_n = 10 \cdot 2,5 \cdot 0,014 \cdot 0,014 = 0,0049 \text{ м.}$$

Определяем $f_1 = ab - \frac{\pi d_n^2}{4} \cdot n = 0,0049 \cdot 0,0049 - \frac{3,14 \cdot 0,014^2}{4} \cdot 105 = 0,016 \text{ м}^2$.

Определяем $w_1 = \frac{G_1}{\rho_1 f_1} = \frac{0,44}{0,594 \cdot 0,016} = 45 \frac{\text{м}}{\text{с}}$.

Определяем $\Gamma_1 = 2(a + b) + \pi d_n n = 2(0,0049 + 0,0049) + 3,14 \cdot 0,014 \cdot 105 = 4,6 \text{ м.}$

Определяем $d_{\text{экв}} = \frac{4f_1}{\Gamma_1} = \frac{4 \cdot 0,016}{4,6} = 0,046 \text{ м.}$

Определяем $Re_1 = \frac{w_1 d_{\text{экв}}}{\nu_1} = \frac{46,3 \cdot 0,014}{56,7 \cdot 10^{-6}} = 11432,1 \rightarrow \text{режим турбулентный.}$

Рассчитываем значение числа Нуссельта:

$$Nu = 0,021 \cdot Re_{\text{ж}}^{0,8} \cdot Pr_{\text{ж}}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25}$$

Параметры дымовых газов берем при $t_{\text{ср}} = 375^\circ\text{C}$: $Pr_{\text{ж}} = 0,65$.

Температуру стенки принимаем при $t_{\text{ст}} = 7^\circ\text{C}$: $Pr_{\text{ст}} = 0,718$.

Тогда: $Nu = 0,021 \cdot 13881,8^{0,8} \cdot 0,65^{0,43} \cdot \left(\frac{0,65}{0,718} \right)^{0,25} = 35$.

Тогда: $\alpha_1 = \frac{Nu_1 \lambda_1}{d_{\text{экв}}} = \frac{35 \cdot 5,48 \cdot 10^{-2}}{0,014} = 109,8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

4) Вычисляем коэффициент теплоотдачи α_2 .

Значение числа Nu_2 рассчитывается по тем же самым уравнениям подобия в зависимости от величины Рейнольдса Re_2 : $Re_2 = \frac{w_2 d_{\text{ин}}}{\nu_2}$,

$$Re_2 = \frac{0,5 \cdot 0,012}{1,52 \cdot 10^{-6}} = 3947,3 \rightarrow \text{режим переходный.}$$

Значения теплофизических параметров воды λ_2 , c_{p2} , ν_2 , Pr_2 выписать из таблиц по средней температуре воды $t_2 = 0,5(t_2' + t_2'') = 5,5^\circ\text{C}$.

$$\lambda_2 = 56,1 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}, \quad Pr_2 = 12,17, \quad \nu_2 = 1,52 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}.$$

Для значений числа Re_2 в диапазоне 2000-10000 (переходный режим течения) расчетное уравнение имеет вид: $Nu_1 = k_0 Pr_1^{0,43}$,

где $k_0 = f(Re_1) = 12,2$. Величину k_0 берем из приложения 3.

Тогда $Nu_1 = 12,2 \cdot 12,17^{0,43} = 35,7$.

Тогда $\alpha_2 = \frac{Nu_2 \lambda_2}{d_{\text{ин}}} = \frac{35,7 \cdot 56,1 \cdot 10^{-2}}{0,012} = 1668,975 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

5) Определяем коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{112,8} + \frac{0,001}{100} + \frac{1}{1668,975}} = 93,6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

6) Определяем площадь теплообмена теплообменного аппарата:

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_{\text{ср}}} = \frac{176400}{93,6 \cdot 303} = 6,2 \text{ м}^2.$$

7) Длина трубок вычисляется по уравнению (19.32) [1]:

$$l = \frac{F}{n\pi d_{\text{ср}}}, \text{ где } l - \text{длина трубок, м;}$$

$$d_{\text{ср}} = \frac{1}{2}(d_{\text{вн}} + d_{\text{нар}}) = 0,013 - \text{средний диаметр труб, м.}$$

$$\text{Тогда } l = \frac{F}{n\pi d_{\text{ср}}} = \frac{6,2}{211 \cdot 3,14 \cdot 0,013} = 1,08 \text{ м.}$$

Задача №9

Проверочный расчет теплообменного аппарата

В кожухотрубном теплообменнике жидкость нагревается дымовыми газами, имеющими в своем составе 11 % водяного пара и 13 % углекислого газа (CO_2) по объему. Давление дымовых газов 0.101 МПа. Жидкость движется внутри трубок, а дымовые газы - в межтрубном пространстве. Схема движения теплоносителей - противоток. Внутренний d_1 и внешний d_2 диаметры трубок равны соответственно 10 и 12 мм, длина теплообменника $L = 3$ м. Количество трубок в теплообменнике n . Трубки выполнены из материала с коэффициентом теплопроводности $\lambda = 200$ Вт/(м·К). Внутренний диаметр кожуха D . Скорость движения жидкости w_2 , ее температура на входе в теплообменник t_2' . Скорость движения дымовых газов w_1 , а их температура на входе t_1' . Расстояние между трубками по фронту и глубине пучка $s_1 = s_2 = 2d_2$.

Рассчитайте температуры теплоносителей на выходе теплообменного аппарата t_1'' и t_2'' . Исходные данные:

$t_1', ^\circ\text{C}$	$t_2', ^\circ\text{C}$	$n, \text{шт}$	$D, \text{мм}$	$w_1, \text{м/с}$	$w_2, \text{м/с}$
900	60	167	400	14	1,3

Решение:

Для выполнения расчетов необходимо знать температуры теплоносителей как на входе, так и на выходе. По условию задачи температуры теплоносителей на выходе из теплообменника являются искомыми величинами. Задачи в такой постановке решаются методом последовательных приближений. Из физических соображений задаются значениями t_1'' и t_2'' .

Температуры теплоносителей на выходе из теплообменного аппарата при противотоке вычисляются по уравнениям (19.24) и (19.25) [1]:

$$t_1'' = t_1' - (t_1' - t_2')z;$$

$$t_2'' = t_2' + (t_1' - t_2') \frac{G_1 c_{p1}}{G_2 c_{p2}} z,$$

$$\text{где } z = \frac{1 - \exp\left[-\frac{kF}{G_1 c_{p1}} \left(1 - \frac{G_1 c_{p1}}{G_2 c_{p2}}\right)\right]}{1 - \frac{G_1 c_{p1}}{G_2 c_{p2}} \exp\left[-\frac{kF}{G_1 c_{p1}} \left(1 - \frac{G_1 c_{p1}}{G_2 c_{p2}}\right)\right]};$$

k — коэффициент теплопередачи от горячего теплоносителя к холодному, Вт/(м·К);

G_1 — расход горячего теплоносителя, кг/с;

c_{p1} — удельная теплоемкость горячего теплоносителя, Дж/(кг·К);

G_2 — расход холодного теплоносителя, кг/с;

c_{p2} — удельная теплоемкость холодного теплоносителя, Дж/(кг·К).

Коэффициент теплопередачи для тонкостенных труб $\left(\frac{d_2}{d_1} < 1,7\right)$ можно рассчитывать по уравнению (19.17) [1], полученному для плоской стенки:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к поверхности трубок, $Вт/(м^2 \cdot К)$;
 α_2 – коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности трубок к холодному теплоносителю, $Вт/(м^2 \cdot К)$;

δ – толщина стенки трубки, м.

$$\delta = 0,5(d_2 - d_1) = 0,05(0,012 - 0,01) = 0,001 \text{ м.}$$

Коэффициент теплоотдачи α_1 включает лучистую $\alpha_{1л}$ и конвективную $\alpha_{1к}$ составляющие: $\alpha_1 = \alpha_{1л} + \alpha_{1к}$.

Значение лучистой составляющей $\alpha_{1л}$ рассчитывается по методике, изложенной в параграфе 19.9 [1]:

$$\alpha_{1л} = \frac{\sigma_0 \varepsilon'_c}{T_1 - T_c} (\varepsilon_r T_1^4 - A_r T_c^4),$$

где ε'_c – эффективная степень черноты поверхности труб в пучке;

ε_r – степень черноты дымовых газов при температуре T_1 ;

A_r – относительная поглощательная способность дымовых газов при температуре T_c ;

T_c – средняя температура стенки трубки, $К$.

Температура стенки трубки примерно равна средней температуре жидкости, движущейся в трубке,

$$T_c \approx 0,5(t'_2 + t''_2) = 0,5(160 + 273) + (90 + 273) = 348 \text{ К.}$$

Эффективная степень черноты ε'_c определяется по формуле (18.74) [1]:

$$\varepsilon'_c = 0,5(\varepsilon_c + 1) = 0,5(0,6 + 1) = 0,8,$$

где ε_c – степень черноты чистых поверхностей труб ($\varepsilon_c = 0,6$).

Определяем длину пути луча l для межтрубного пространства теплообменного аппарата по формуле (18.74) [1]:

$$l = 1,08 d_2 \left(\frac{s_1 s_2}{d_2^2} - 0,785 \right) = 0,042 \text{ м.}$$

Определим произведение парциального давления на длину пути луча:

$$P_{CO_2} \cdot l = \Gamma_{CO_2} \cdot P_{см} \cdot l = 0,13 \cdot 0,1 \cdot 10^6 \cdot 0,042 = 0,0006 \cdot 10^6 \text{ Па} \cdot \text{м.}$$

$$P_{H_2O} \cdot l = \Gamma_{H_2O} \cdot P_{см} \cdot l = 0,11 \cdot 0,1 \cdot 10^6 \cdot 0,042 = 0,00046 \cdot 10^6 \text{ Па} \cdot \text{м.}$$

По таблицам (диаграммам) определяем степень черноты дымовых газов:

$$\varepsilon_r = \varepsilon_{CO_2} + B \cdot \varepsilon_{H_2O} - \Delta \varepsilon_r,$$

где ε_{CO_2} – степень черноты CO_2 ,

ε_{H_2O} – степень черноты H_2O ,

B – поправочный коэффициент на парциальное давление,

$\Delta \varepsilon_r$ – поправка на излучение.

$$\varepsilon_r = 0,042 \cdot 1,05 - 0,03 = 1,134.$$

Вычислим лучистую составляющую коэффициента теплоотдачи:

$$\alpha_{1л} = \frac{5,7 \cdot 0,8}{773 - 348} \left(0,134 \cdot \left(\frac{773}{100} \right)^4 - 0,112 \cdot \left(\frac{348}{100} \right)^4 \right) = 4,9 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

Определяем конвективную составляющую $\alpha_{1к}$ с помощью уравнений (14.39), (14.40) [1] в зависимости от величины Re_1 :

$$\alpha_{1к} = \frac{Nu_1 \lambda_1}{d_{экв}},$$

$$Re_1 = \frac{w_1 d_{экв}}{\nu_1}.$$

где λ_1 – коэффициент теплопроводности дымовых газов, $Вт/(м \cdot К)$.

При расчете конвективного теплообмена в межтрубном пространстве за характерный размер берется эквивалентный диаметр:

$$d_{\text{экв}} = \frac{4f_1}{\Pi_1},$$

где Π – периметр сечения $\Pi_1 = \pi(D + d_2 n) = 7,552 \text{ м}$.

$$f_1 = \frac{\pi}{4}(D^2 - \Pi \cdot n_2^2) = 0,107 \text{ м}^2.$$

$$\text{Тогда } d_{\text{экв}} = \frac{4f_1}{\Pi_1} = \frac{4 \cdot 0,107}{7,552} = 0,0565 \text{ м}.$$

$$\text{Вычисляем } Re_1 = \frac{w_1 d_{\text{экв}}}{\nu_1} = \frac{14 \cdot 0,0565}{79,39 \cdot 10^{-6}} = 10977 \rightarrow \text{режим течения турбулентный.}$$

Следовательно, критерий Нуссельта вычисляется по формуле:

$$Nu = 0,021 \cdot Re_{\text{ж}}^{0,8} \cdot Pr_{\text{ж}}^{0,43},$$

Значения теплофизических характеристик дымовых газов $\lambda_1, c_{p1}, \rho_1, \nu_1, Pr_1$ выписываем из приложения [2] при средней температуре воды $t_1 = 0,5(t_1' + t_1'') = 500^\circ\text{C}$

$$Nu = 0,021 \cdot 11387^{0,8} \cdot 0,687^{0,43} = 30,34.$$

Вычисляем конвективную составляющую коэффициента теплоотдачи:

$$\alpha_{1\text{к}} = \frac{Nu_1 \lambda_1}{d_{\text{экв}}} = \frac{30,34 \cdot 5,74 \cdot 10^{-2}}{0,0565} = 30,84 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Вычисляем коэффициент теплоотдачи α_1 :

$$\alpha_1 = \alpha_{1\text{л}} + \alpha_{1\text{к}} = 30,84 + 4,9 = 35,74 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Коэффициент теплоотдачи α_2 рассчитывается аналогично конвективной составляющей $\alpha_{1\text{к}}$ с помощью уравнений (14.39), (14.40) [1] в зависимости от величины числа Re_2 :

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \lambda_2}{d_1},$$

$$Re_2 = \frac{w_2 d_1}{\nu_2},$$

$$Re_2 = \frac{1,3 \cdot 0,01}{0,385 \cdot 10^{-6}} = 3,1 \cdot 10^4 \rightarrow \text{режим течения турбулентный.}$$

Значения теплофизических параметров $\lambda_2, c_{p2}, \rho_2, \nu_2, Pr_2$ выписываем из приложения [2] при средней температуре холодного теплоносителя $t_2 = 0,5(t_2' + t_2'') = 75^\circ\text{C}$

В качестве характерного размера, при определении значений чисел Re_2 и Nu_2 принимают внутренний диаметр трубок d_1 .

$$Nu = 0,021 \cdot Re_{\text{ж}}^{0,8} \cdot Pr_{\text{ж}}^{0,43} = 0,021 \cdot (3,1 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot (2,45)^{0,43} = 121,24.$$

Вычисляем коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \lambda_2}{d_1} = \frac{121,24 \cdot 64,3 \cdot 10^{-2}}{0,01} = 7796 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Вычисляем коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{30,84} + \frac{0,001}{200} + \frac{1}{7796}} = 30,7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Вычисляем расходы теплоносителей: $G_1 = \rho_1 w_1 f_1$; $G_2 = \rho_2 w_2 f_2$,

где f_1 – суммарная площадь сечения для прохода горячего теплоносителя, м^2 ;

f_2 – суммарная площадь сечения для прохода холодного теплоносителя, м^2 ;

ρ_1 и ρ_2 – плотность горячего и холодного теплоносителей, соответственно, кг/м^3 .

$$f_2 = \frac{\pi}{4} d_1^2 n,$$

$$f_2 = \frac{3,14}{4} 0,01^2 \cdot 167 = 0,0131 \text{ м}^2.$$

$$G_1 = \rho_1 w_1 f_1 = 1,294 \cdot 14 \cdot 0,107 = 1,93 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

$$G_2 = \rho_2 w_2 f_2 = 971,8 \cdot 1,2 \cdot 0,0131 = 15 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Вычисляем коэффициент:

$$z = \frac{1 - \exp \left[-\frac{kF}{G_1 c_{p1}} \left(1 - \frac{G_1 c_{p1}}{G_2 c_{p2}} \right) \right]}{1 - \frac{G_1 c_{p1}}{G_2 c_{p2}} \exp \left[-\frac{kF}{G_1 c_{p1}} \left(1 - \frac{G_1 c_{p1}}{G_2 c_{p2}} \right) \right]} = \frac{1 - \exp \left[-\frac{30,7 \cdot 18,887}{1,93 \cdot 896} \left(1 - \frac{2,49 \cdot 896}{15 \cdot 4196} \right) \right]}{1 - \frac{2,49 \cdot 896}{15 \cdot 4196} \exp \left[-\frac{30,7 \cdot 18,887}{1,93 \cdot 896} \left(1 - \frac{1,93 \cdot 896}{15 \cdot 4196} \right) \right]} = 0,14$$

Где площадь поверхности теплообмена:

$$F = \pi n L \frac{d_1 + d_2}{2} = 3,14 \cdot 0,012 \cdot 3 \cdot 167 = 24,53 \text{ м}^2.$$

Определяем температуры теплоносителей на выходе из теплообменного аппарата:

$$t_1'' = t_1' - (t_1' - t_2')z = 900 - (900 - 70) \cdot 0,14 = 740,8^\circ\text{C};$$

$$t_2'' = t_2' + (t_1' - t_2') \frac{G_1 c_{p1}}{G_2 c_{p2}} z = 70 + (900 - 70) \frac{1,93 \cdot 896}{15 \cdot 4196} \cdot 0,14 = 73^\circ\text{C}.$$

Задача №10

Термодинамика пожара в помещении

При пожаре в помещении объемом V , м^3 среднеобъемная температура

газовой среды T , К , изменялась в интервале времени $0 \leq t \leq 45$ мин по закону $T_m = \frac{T_{em}}{(1 - \alpha t^2)}$.

В момент времени $t = 40$ мин скорость выгорания горючей нагрузки составляла, кг/с , теплота сгорания материала равнялась Q_n Дж/кг ; тепловой поток в ограждающие конструкции составлял величину $Q_w = 4,9$, Вт .

Теплосодержание газообразных продуктов пиролиза in , поступающих в помещение в количестве Ψ (и затем сгорающих), равнялось 1700 Дж/с .

Определить значение расходов воздуха G_v , кг/с , поступающего в помещение через проемы, и газа G_g , кг/с , уходящего, через проемы из помещения, в момент времени $t = 40$ мин. Рассчитать, во сколько раз G_g больше G_v .

При расчетах принять:

- теплоемкость уходящих газов c_{pg} , $\text{Дж/(кг} \cdot \text{К)}$, равна теплоемкости входящего воздуха c_{pv} ;
- среднеобъемное давление в помещении p_m , Па , при пожаре не изменяется;
- газовая постоянная R , $\text{Дж/(кг} \cdot \text{К)}$, и показатель адиабаты для среды в помещении остаются неизменными;

- температура входящего в помещение воздуха $T_v = T_{0m} = 293$ К ;

- температура уходящих газов равна среднеобъемной температуре газов.

Исходные данные:

$V, \text{ м}^3$	$a \cdot 10^7, \text{ с}$	кг/с	$Q_w \cdot 10^5, \text{ Дж/с}$
1150	0,7	0,15	4,6

Решение:

Среднеобъемную температуру среды при пожаре определяем по условию задачи: $T_m = \frac{T_{em}}{(1 - \alpha t^2)} = \frac{293}{(1 - 0,7 \times 10^{-7} \times 2400^2)} = 516$

По условию $c_{pv} = c_{pg} = 1216,5$ при $T_m = 516$ К

Зная $R_n = 287$ $\text{Дж/кг} \cdot \text{К}$ находим $C_{Vv} = C_{pv} - R = 1216,5 - 287 = 929,5$

Показатель адиабаты: $k = \frac{C_p}{C_v} = \frac{1216,5}{929,5} = 1,3$

Для сухого воздуха $\rho_{0m} = 1,205$ кг/м^3

η -коэффициент полноты сгорания, примем $\eta = 0,8$

низшая теплота сгорания не известна, поэтому примем $Q_H'' = 16 \times 10^6$ (Дж/с), получим:

$$\frac{1,3 - 1}{1150} \times [0,8 \times 16 \times 10^6 - 4,6 \times 10^{-5} + (1100 - 0,15 - G_r) \times \\ \times 1174 \times 293 + 0,15 \times 1700 - G_r \times 1174 \times 516 = 0 \\ G_r = 0,093 \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right)$$

$$G_B = \frac{V \times \rho_0 m (1 - \alpha \tau^2)}{\tau} - \psi - G_r = \frac{1150 \times 1,205 (1 - 0,7 \times 10^{-7} \times 2400^2)}{2400} - 0,15 - 0,093 = 0,071 \\ \frac{G_r}{G_B} = \frac{0,093}{0,071} = 1,3$$

Список используемой литературы

1. Кошмаров Ю.А., Башкирцев М.П. Термодинамика и теплопередача в пожарном деле. – М.: ВИПТШ МВД СССР, 1987.
2. Задачник по термодинамике и теплопередаче. Под ред. Ю.А. Кошмарова. – М.: ВИПТШ МВД России, 1999.
3. Термодинамика и теплопередача. Программа для высших учебных заведений МВД РФ. М.: ВИПТШ МВД РФ, 1993.