

### Задача №1

Определить мощность теплового потока, характеризующую конвективную теплоотдачу от поверхности объекта - трубы заданного диаметра и длиной 4,0 м.

Обосновать выбор безразмерного уравнения, применяемого для решения задачи.

#### Исходные данные

Значения	Вариант 1
Конвективный теплообмен характеризуется условиями свободной конвекции	Вблизи горизонтальной трубы
Диаметр трубы, $m$	0,11
Температура на поверхности объекта, $t_c, ^\circ C$	90
Средняя температура жидкости, $t_{жс}, ^\circ C$	30
Род жидкости	вода

#### Решение

Тепловой поток  $Q$ , передаваемый от поверхности к омывающей ее жидкости, рассчитаем по закону Ньютона – Рихмана:

$$Q = \alpha \cdot \Delta t \cdot F, Bm$$

где  $\alpha$  - средний коэффициент конвективной теплоотдачи,  $Bm / m^2 \cdot K$

$\Delta t = t_c - t_{жс}, ^\circ C$  – температурный напор теплоотдачи,  $^\circ C$  (K).

$t_c$  - температура на поверхности трубы,  $^\circ C$ ;

$t_{жс}$  - средняя температура жидкости (воды),  $^\circ C$ .

Для того чтобы определить мощность теплового потока необходимо определить коэффициент теплоотдачи  $\alpha$ .

Величину коэффициента теплоотдачи находим из безразмерного (критериального) уравнения. Выбираем безразмерное (критериальное) уравнение по формуле И.М. Михеева-теплоотдача при свободной конвекции вблизи горизонтальных труб.

$$Nu = 0,50 \cdot (Gr \cdot Pr_{жс})^{0,25} \cdot \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25} - \text{число Нуссельта};$$

Физические свойства воды, входящие в критериальное уравнение находим в справочных таблицах [1] при определяющей (характерной) температуре ( $t_{жс}$ ), которая наиболее точно учитывает влияние температурного поля жидкости на эти свойства.

Физические свойства воды при  $t_{жс} = 30^\circ C$

$\lambda = 61,8 \cdot 10^{-2} Bm / m \cdot K$  – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);

$\nu = 0,805 \cdot 10^{-6} m^2 / c$  – кинематический коэффициент вязкости, м<sup>2</sup>/с;

$a = 14,9 \cdot 10^{-8} m^2 / c$  – коэффициент температуропроводности, м<sup>2</sup>/с;

$\beta = 3,033 \cdot 10^{-4} 1 / K$  – коэффициент объемного расширения, 1/К),

$Pr = 5,42$

где  $Pr_{жс}$  – критерий Прандтля жидкости, который находят по таблицам свойств жидкости при температуре жидкости  $t_{жс} = 30^\circ C$  [1]/

$Pr_{жс} = 5,42$

$Pr_c$  – критерий Прандтля жидкости, его находим по таблицам свойств жидкости при температуре поверхности теплообмена (стенки).  $t_c = 90^\circ C$

$Pr_c = 1,95$

$Gr = \frac{g \cdot l_0^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot \Delta t$  -критерий Грасгофа;  $g = 9,81 m / c^2$ ;  $l_0 = d_n$ ;

$\Delta t = t_c - t_{жс}, ^\circ C$  – температурный напор теплоотдачи;

$\beta = 3,033 \cdot 10^{-4}, 1/K$  – коэффициент объемного расширения.

Рассчитаем критерий Грасгофа:

$$Gr = \frac{g \cdot l_0^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot \Delta t = \frac{9,81 \cdot (0,11)^3}{(0,805 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 3,033 \cdot 10^{-4} \cdot (90 - 30) = \\ = \frac{9,81 \cdot 1,331 \cdot 10^{-3}}{0,805 \cdot 10^{-12}} \cdot 0,0182 = \frac{13,034 \cdot 10^{-3} \cdot 0,0182}{0,805 \cdot 10^{-12}} = \frac{0,237 \cdot 10^{-3}}{0,805 \cdot 10^{-12}} = 0,295 \cdot 10^9$$

$Pr = \frac{\nu}{a}$  – критерий Прандтля;

Определим режим течения среды, для этого рассчитаем критерий Рэлея ( $Ra = Gr \cdot Pr$ ) при свободном движении.

$$Gr \cdot Pr = 0,295 \cdot 10^9 \cdot 5,42 = 1,6 \cdot 10^9$$

Рассчитанный нами критерий Рэлея ( $Ra = Gr \cdot Pr$ ) при свободном движении лежит в пределах  $10^3 < Gr \cdot Pr < 10^9$ . Будем считать, что заданному по условию задачи конвективному теплообмену, характеризующемуся свободной конвекцией вблизи горизонтальных труб и, учитывая, использование трубы малого диаметра, соответствует ламинарный режим течения жидкости. Отсюда следует, что выбранное нами безразмерное (критериальное) уравнение по формуле И.М. Михеева соответствует нашим расчетам при определении теплоотдачи при свободной конвекции около горизонтальных труб.

$$Nu = 0,50 \cdot (Gr \cdot Pr_{жс})^{0,25} \cdot \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25} = 0,50 \cdot (1,6 \cdot 10^9)^{0,25} \cdot \left( \frac{5,42}{1,95} \right)^{0,25} = \\ = 0,50 \cdot 200 \cdot (2,78)^{0,25} = 100 \cdot 1,29 = 129$$

Из уравнения  $Nu = \frac{\alpha \cdot l_0}{\lambda}$ ,  $Bm / m^2 \cdot K$  определим коэффициент теплоотдачи  $\alpha$

для поверхности нагрева трубы  $l_0 = d_n$  – наружный диаметр трубы

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_n}{\lambda} \rightarrow \alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_n} = \frac{129 \cdot 61,8 \cdot 10^{-2}}{0,11} = \frac{79,72}{0,11} = 724,73 \text{ Bm} / m^2 \cdot K$$

Мощность теплового потока:  $Q = \alpha \cdot \Delta t \cdot F, Bm$

Площадь поверхности трубки, омываемой водой:  $F = \pi \cdot d_n \cdot l, m^2$

$$F = \pi \cdot d_n \cdot l = 3,14 \cdot 0,11 \cdot 4 = 1,382 \text{ м}^2$$

$l = 4,0 \text{ м}$  – по условию задачи.

$$Q = \alpha \cdot \Delta t \cdot F = 724,73 \cdot (90 - 30) \cdot 1,382 = 60094,4 \text{ Bm} = 60,1 \text{ кВт}$$

При выборе безразмерного уравнения, применяемого для решения задачи, отталкивались от следующих условий:

1) По условию задания выбран конвективный теплообмен при условии свободной конвекции.

2) Режим течения определен при свободном движении по критерию Рэлея ( $Ra = Gr \cdot Pr$ ).

3) Выбран ламинарный режим течения, так как критерий  $Ra$  укладывается в пределы  $10^3 < Gr \cdot Pr < 10^9$ .

4) Для расчета коэффициента теплоотдачи при свободной конвекции около горизонтальных труб использовали формулу И.М. Михеева

$$Nu = 0,50 \cdot (Gr \cdot Pr_{жс})^{0,25} \cdot \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}.$$

Как правило, ламинарный режим течения при свободной конвекции наблюдается на горизонтальных трубках малого диаметра, используемых в теплообменных аппаратах.

### Задача №2

Определить долю теплоотдачи излучением в составе полной теплоотдачи при нагревании помещения с температурой 20°C радиатором водяного отопления. Коэффициент теплоотдачи от радиатора к воздуху принять равным 6,5 Вт/(м²·К).

#### Исходные данные

Значения	Вариант 1
Температура поверхности радиатора, °C	80
Степень черноты в зависимости от окраса	0,8

#### Решение

Расчет теплообмена излучением между радиатором водяного отопления и помещением будем вести как теплообмен между выпуклым телом и его оболочкой:

Тепловой поток излучением:

$$Q_{изл.} = \varepsilon_{np.} \cdot C_0 \cdot F_p \left[ \left( \frac{T_p}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_n}{100} \right)^4 \right], Вт$$

где  $\varepsilon_{np.}$  – приведенная степень черноты при теплообмене между выпуклым телом и его оболочкой;

$$\varepsilon_{np.} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \left( \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \cdot \frac{F_p}{F_c}}$$

$C_0$  – коэффициент излучения абсолютно чёрного тела,  $C_0 = 5,67 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К}^4$ ;

$F_p$  – площадь поверхности излучения водяного радиатора, (м²);

$F_c$  – площадь поверхности излучения стен; (м²)

$T_p$  – температура поверхности водяного радиатора, (К);

$T_n$  – температура стенки помещения, (К).

Для расчета теплообмена излучением учитываем, что радиатор находится внутри помещения и площадь поверхности его во многом раз меньше площади поверхности стен помещения  $F_p \ll F_c$ , поэтому получаем:

$$\varepsilon_{np.} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \left( \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \cdot \frac{F_p}{F_c}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + 0} = \varepsilon_1$$

$$\varepsilon_{np.} = \varepsilon_1 = 0,8$$

Используем закон теплоотдачи Ньютона для расчета радиационного теплового потока:

$$Q_{изл.} = \alpha_{изл.} \cdot (T_p - T_c) \cdot F_p, Вт$$

$\alpha_{изл.}$  – коэффициент теплоотдачи излучением,  $Вт / \text{м}^2 \cdot \text{К}$

$$\alpha_{изл.} = \frac{Q_{изл.}}{(T_p - T_c) \cdot F_p}, Вт / \text{м}^2 \cdot \text{К}$$

$T_p = t_p + 273, К$  – абсолютная температура поверхности радиатора,

$T_c = t_c + 273, К$  – абсолютная температура помещения,

$$\alpha_{изл.} = \frac{\varepsilon_{np.} \cdot C_0 \cdot F_p \left[ \left( \frac{T_p}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_n}{100} \right)^4 \right]}{(T_p - T_c) \cdot F_p} = \frac{\varepsilon_{np.} \cdot C_0 \cdot \left[ \left( \frac{T_p}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_n}{100} \right)^4 \right]}{(T_p - T_c)}, Bm / m^2 \cdot K$$

$$\alpha_{изл.} = \frac{\varepsilon_{np.} \cdot C_0 \cdot \left[ \left( \frac{T_p}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_n}{100} \right)^4 \right]}{(T_p - T_c)} = \frac{0,8 \cdot 5,67 \cdot \left[ \left( \frac{80+273}{100} \right)^4 - \left( \frac{20+273}{100} \right)^4 \right]}{353 - 293} =$$

$$= \frac{4,536}{60} \cdot (155,274 - 73,70) = 0,0756 \cdot 81,574 = 6,17 \text{ Bm} / m^2 \cdot K$$

Суммарный коэффициент теплоотдачи складывается из конвективного коэффициента теплоотдачи и коэффициента теплоотдачи излучением:

$$\alpha_{сум.} = \alpha_{изл.} + \alpha_{к.}, Bm / m^2 \cdot K$$

$$\alpha_{сум.} = \alpha_{изл.} + \alpha_{к.} = 6,17 + 6,5 = 12,67 \text{ Bm} / m^2 \cdot K$$

Доля теплоотдачи излучением:

$$\Delta = \frac{\alpha_{изл.}}{\alpha_{сум.}} \cdot 100, \%$$

$$\Delta = \frac{\alpha_{изл.}}{\alpha_{сум.}} \cdot 100 = \frac{6,17}{12,67} \cdot 100 = 49\%$$

### Задача № 3.

Определить расход пара на обогрев воды в пароводяном теплообменнике при условии, что весь пар в теплообменнике превращается в конденсат, выходящий из теплообменника в состоянии насыщения при давлении греющего пара.

Найти площадь нагрева теплообменника при условии, что средний коэффициент теплопередачи  $2500 \text{ Bm} / m^2 \cdot K$

#### Исходные данные

Значения	Вариант 7
Расход воды, $кг / с$	17
Температура воды, $^{\circ}C$ :	
– на входе	35
– на выходе	85
Давление греющего пара при степени сухости ( $x = 0,98$ ), $МПа$	0,14

#### Решение

Для теплового расчета рекуперативного теплообменника используем следующие основные уравнения:

а) уравнение теплового баланса

$$Q_1 = Q_2 = Q, \text{ Bm}$$

Весь пар в теплообменнике превращается в конденсат, и этот конденсат выходит из теплообменника при температуре насыщения, соответствующего заданному давлению греющего пара, значит, в теплообменнике используется теплота конденсации греющего пара со степенью сухости ( $x = 0,98$ ) на входе и ( $x = 0$ ) на выходе. Тогда, как известно по заданию греющим теплоносителем является сухой насыщенный водяной пар, то в развернутом виде для однофазных теплоносителей уравнение теплового баланса будет в виде:

$$Q = G_1 \cdot r \cdot x = G_2 \cdot c_2 \cdot (t_2'' - t_2') \rightarrow G_1 = \frac{G_2 \cdot c_2 \cdot (t_2'' - t_2')}{r \cdot x}, кг / с$$

где  $Q_1$  – тепловой поток, отдаваемый горячим теплоносителем (паром) в единицу времени, Вт;  $Q_2$  – тепловой поток, получаемое холодным теплоносителем (водой) в единицу времени, Вт;  $G_1$  и  $G_2$  – расходы горячего теплоносителя (пара) и холодного теплоносителя (вода), кг/с;  $c_2$  – удельная теплоемкость холодного теплоносителя (вода), Дж/(кг·К);  $t_2'$  и  $t_2''$  – температура холодного теплоносителя (воды) на входе и выходе из теплообменника, °С;  $r$  – скрытая теплота парообразования, Дж/кг;  $x$  – степень сухости греющего пара.

Так как греющим теплоносителем является насыщенный водяной пар, то в процессе теплопередачи его температура не изменяется и равна температуре насыщения при данном давлении  $P_n = 0,14 \text{ МПа}$

$$t_1' = t_1'' = t_n = 109,29^\circ \text{C}$$

Теплоту конденсации 1 кг пара в состоянии насыщения определяем по таблицам воды и водяного пара по давлению насыщения.  $P_n = 0,14 \text{ МПа}$

$$r = 2231,6 \text{ кДж/кг}$$

$$G_2 = 17 \text{ кг/с}; c_2 = 4,179 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}; t_2'' = 85^\circ \text{C}; t_2' = 35^\circ \text{C}$$

$$G_1 = \frac{G_2 \cdot c_2 \cdot (t_2'' - t_2')}{r \cdot x} = \frac{17 \cdot 4,179 \cdot (85 - 35)}{2231,6 \cdot 0,98} = \frac{71,043 \cdot 50}{2186,97} = \frac{3552,15}{2186,97} = 1,62 \text{ кг/с}$$

$$Q = G_1 \cdot r \cdot x = 1,62 \cdot 2231,6 \cdot 0,98 = 3552,15 \text{ кДж/с} \rightarrow$$

$$Q = 3552,15 \text{ кДж/с} = 3552,15 \text{ кВт} = 3552150 \text{ Вт}$$

б) Уравнение теплопередачи:

$$Q = k \cdot \Delta t \cdot F, \text{ Вт}$$

$\Delta t$  – средний температурный напор - средняя разность температур между горячим теплоносителем (паром) и холодным теплоносителем (водой).

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}}, \text{ если } \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}} \geq 2,$$

где  $\Delta t_{\max}$  и  $\Delta t_{\min}$  – максимальная и минимальная разность температур теплоносителей;  $\Delta t$  – среднелогарифмическая разность температур.

Отобразим на рис.1. и рис.2. график изменения температурного напора при прямоточном и противоточном движении теплоносителей (пар-вода) в теплообменнике.

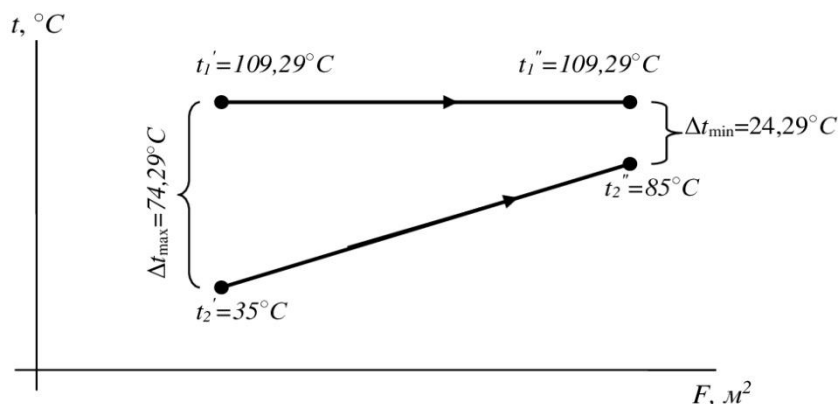


Рис.1. График температурного напора в пароводяном теплообменнике (движение сред прямоточное)

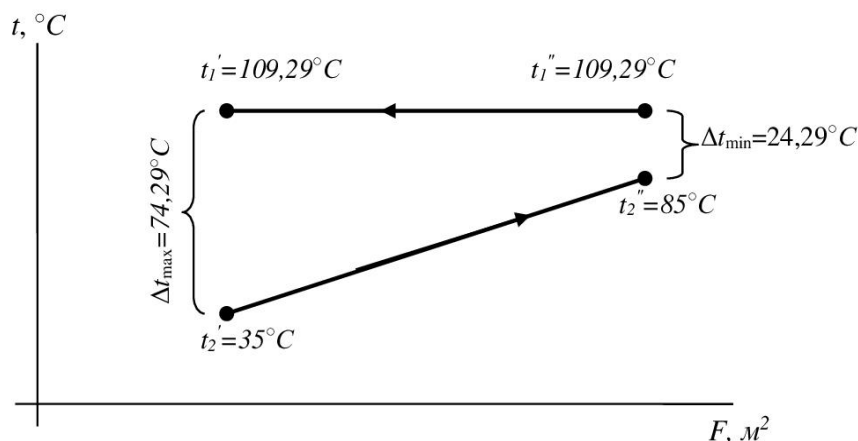


Рис.2. График температурного напора в пароводяном теплообменнике (движение сред противоточное)

Рассмотрев графики можно сделать вывод, что при прямоточном и противоточном движении теплоносителей, температурный напор остается постоянным

$$\Delta t_{\max} = t_{\text{н}} - t_2' = 109,29 - 35 = 74,29 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\min} = t_{\text{н}} - t_2'' = 109,29 - 85 = 24,29 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}} = \frac{74,29}{24,29} = 3 > 2$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} = \frac{74,29 - 24,29}{\ln \frac{74,29}{24,29}} = \frac{50}{\ln 3,059} = \frac{50}{1,12} = 44,64 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q = k \cdot \Delta t \cdot F, \text{ Вт} \rightarrow \text{Площадь нагрева теплообменника } F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}, \text{ м}^2$$

$k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К);

$F$  – площадь поверхности теплообмена, м².

$$k = 2500 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К}$$

$$\text{Площадь нагрева теплообменника } F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} = \frac{3552150}{2500 \cdot 44,64} = \frac{3552150}{111600} = 31,8 \text{ м}^2$$

#### Задача № 4.

По стальному неизолированному трубопроводу размером  $d_1 / d_2$  подается пар с температурой  $t_{\text{жс1}}$ . Температура окружающей трубопровод среды  $t_{\text{жс2}} = 20^\circ\text{C}$ . Коэффициент теплоотдачи от пара к внутренней поверхности стенки принять постоянным по длине трубопровода и равным  $\alpha_1$ . Коэффициент теплопроводности стенки  $\lambda = 43 \text{ Вт} / \text{м} \cdot \text{К}$ . Коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности трубопровода к окружающей среде принять как сумму двух составляющих – конвективной  $\alpha_{\text{к}}$  и радиационной  $\alpha_{\text{р}}$ .

Определить потерю теплоты с каждого погонного метра трубопровода, температуры внутренней и наружной поверхности трубопровода, соответственно  $t_{\text{с1}}$  и  $t_{\text{с2}}$ . Представьте график распределения температуры по толщине стенки и прилегающих к ней пограничных слоях со стороны внутренней и наружной сред (принять масштаб 1 см – 50°C, по радиусу 1 см – 50 мм).

Исходные данные

Значения	Вариант 7
----------	-----------

Диаметр трубопровода	
- наружный $d_1$ , м	0,18
- внутренний $d_2$ , м	0,16
Температура пара, $t_{ж1}$ , °C	420
Коэффициенты теплоотдачи, Вт/(м <sup>2</sup> ·K)	
– от пара к стенке, $\alpha_1$	210
– от стенки к окружающей среде $\alpha_2$ :	
– конвективная составляющая, $\alpha_k$	25
– радиационная составляющая, $\alpha_p$	22

### Решение

Определим линейную плотность теплового потока по формуле:

$$q_l = \frac{\pi \cdot (t_{ж1} - t_{ж2})}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_2} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_1}}, \text{ Вт / м}$$

Коэффициент теплоотдачи ( $\alpha_2$ ) от наружной стенки трубопровода к окружающей среде определим как (по условию задачи):  $\alpha_2 = \alpha_k + \alpha_p, \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{K}$

$$\alpha_2 = \alpha_k + \alpha_p = 25 + 22 = 47 \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{K}$$

$$q_l = \frac{\pi \cdot (t_{ж1} - t_{ж2})}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_2} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_1}} = \frac{3,14 \cdot (420 - 20)}{\frac{1}{210 \cdot 0,16} + \frac{1}{2 \cdot 43} \cdot \ln \frac{0,18}{0,16} + \frac{1}{47 \cdot 0,18}} =$$

$$= \frac{1256}{0,0298 + 0,0116 \cdot \ln 1,125 + 0,1182} = \frac{1256}{0,1480 + 0,0116 \cdot 0,12} = \frac{1256}{0,1480 + 0,0014} =$$

$$= \frac{1256}{0,1494} = 8407 \text{ Вт / м}$$

Температуру наружной стенки ( $t_{c2}$ ) определим из формулы:

$$t_{c2} - t_{ж2} = \frac{q_l}{\pi} \times \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_1}, ^\circ \text{C}$$

$$t_{c2} = t_{ж2} + \frac{q_l}{\pi} \times \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_1}, ^\circ \text{C}$$

$$t_{c2} = t_{ж2} + \frac{q_l}{\pi} \times \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_1} = 20 + \frac{8407}{3,14} \times \frac{1}{47 \cdot 0,18} = 20 + 2677,38 \times 0,1182 =$$

$$= 20 + 316,47 = 336,47 ^\circ \text{C}$$

Температуру внутренней стенки ( $t_{c1}$ ) определим из формулы:

$$t_{ж1} - t_{c1} = \frac{q_l}{\pi} \times \frac{1}{\alpha_1 \cdot d_2}, ^\circ \text{C}$$

$$t_{c1} = t_{ж1} - \frac{q_l}{\pi} \times \frac{1}{\alpha_1 \cdot d_2} = 420 - \frac{8407}{3,14} \times \frac{1}{210 \cdot 0,16} = 420 - 79,68 = 340,32 ^\circ \text{C}$$

Изобразим график распределения температуры по толщине стенки и прилегающих к ней пограничных слоев со стороны внутренней и наружной сред (принимая масштаб 1 см – 50 °C, по радиусу 1 см – 50 мм).

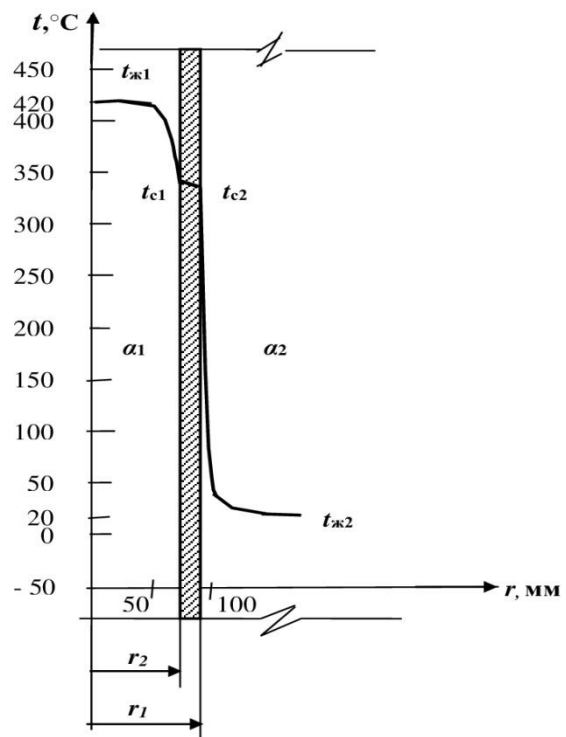


Рис.1 График распределения температуры по толщине стенки и в прилегающих к ней пограничных слоях со стороны внутренней и наружных сред (пар - воздух)