

Задача №1

Расчёт идеального компрессора.

В одноступенчатом идеальном компрессоре сжимается идеальный газ, имеющий начальное избыточное давление $p_{1\text{ман}}$, кПа, температуру t_1 , °С и подается потребителю в количестве M , кг/с (массовый расход) под избыточным давлением $p_{2\text{ман}}$. Определить температуру газа в конце сжатия, плотность в начале и в конце сжатия при изотермическом, адиабатическом и политропном (показатель политропы n) процессах сжатия. Сравнить теоретические мощности, затрачиваемые на привод компрессора; количество выделяемой теплоты в каждом из указанных процессов сжатия. Изобразить процессы сжатия в p - v и T - Δs координатах с учетом масштаба.

Дано:

$$T_1 = 298 \text{ К}$$

$$p_{1\text{ман}} = 60 \text{ кПа}$$

$$p_1 = 60 + 100 = 160 \text{ кПа}$$

$$n = 1,8$$

газ Кислород O_2

$$k = 1,4$$

$$R_{O_2} = 259,8 \text{ Дж/кг*К}$$

$$M = 0,25 \text{ кг/с}$$

$$p_{2\text{ман}} = 220 \text{ кПа}$$

$$p_2 = 220 + 100 = 320 \text{ кПа}$$

Решение:

1) Определение термических параметров состояния в характерных точках рабочего цикла компрессора

1.1) Абсолютная температура газа после сжатия

Адиабатический процесс:

$$T_2 = T_1 * i$$

$$T_2 = 298 * i$$

Политропный процесс:

$$T_2 = T_1 * i$$

$$T_2 = 298 * i$$

Изотермический процесс:

$$T_1 \cdot T_2 = 298 \text{ К}$$

1.2) Плотность газа

В начале сжатия:

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R * T_1}.$$

$$\rho_1 = \frac{160000}{259,8 * 298} = 2,07 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

В конце адиабатического сжатия:

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R * T_2}.$$

$$\rho_2 = \frac{320000}{259,8 * 363} = 3,39 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

В конце политропного сжатия:

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R * T_2}.$$

$$\rho_2 = \frac{320000}{259,8 * 406} = 3,03 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

В конце изотермического сжатия:

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R * T_2}.$$

$$\rho_1 = \frac{320000}{259,8 * 298} = 4,13 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

2) Определение энергетических параметров работы компрессора

2.1) Определение удельных затрат механической энергии (работы) на привод компрессора

При адиабатическом сжатии:

$$l_{\kappa} = \frac{k}{k-1} R * (T_2 - T_1).$$

$$l_{\kappa} = \frac{1,4}{1,4-1} * 259,8 * (363 - 298) = 59,1 \text{ кДж}$$

При политропном сжатии:

$$l_{\kappa} = \frac{n}{n-1} R * (T_2 - T_1).$$

$$l_{\kappa} = \frac{1,8}{1,8-1} * 259,8 * (406 - 298) = 63,1 \text{ кДж}$$

При изотермическом сжатии:

$$l_{\kappa} = R * T_1 * \ln \frac{P_2}{P_1}.$$

$$l_{\kappa} = 259,8 * 298 * \ln \frac{320}{160} = 53,7 \text{ кДж}$$

2.2) Определение теоретической мощности привода компрессора:

$$N_{\kappa} = l_{\kappa} * M.$$

Для адиабатического сжатия:

$$N_{\kappa} = 59,1 * 0,25 = 14,78 \text{ кВт}$$

Для политропного сжатия:

$$N_{\kappa} = 63,1 * 0,25 = 15,78 \text{ кВт}$$

Для изотермического сжатия:

$$N_{\kappa} = 53,7 * 0,25 = 13,43 \text{ кВт}$$

3) Определение теплоты, отводимой от газа в процессе сжатия

3.1) Удельная теплота для изотермического процесса:

$$q_{1-2} = R * T_1 * \ln \frac{P_2}{P_1}.$$

$$q_{1-2} = 259,8 * 298 * \ln \frac{320}{160} = 53,7 \text{ кДж}$$

3.2) Вся теплота с учетом массового расхода для изотермического процесса:

$$Q_{1-2} = M * R * T_1 * \ln \frac{P_2}{P_1}.$$

$$Q_{1-2} = 0,25 * 259,8 * 298 * \ln \frac{320}{160} = 13,4 \text{ кВт}$$

3.3) Удельная теплота для политропного процесса:

$$q_n = c_n * (T_2 - T_1).$$

где c_n - удельная массовая теплоемкость политропного процесса:

$$c_n = \frac{c_v * n - k}{n - 1}.$$

$$c_n = \frac{\frac{259,8}{1,4 - 1} * 1,8 - 1,4}{1,8 - 1} = 324,8 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} * \text{К}}$$

$$q_n = 324,8 * (406 - 298) = 35,1 \text{ кДж}$$

3.4) Вся теплота с учетом массового расхода для политропного процесса:

$$Q_{1-2} = M * c_n * (T_2 - T_1).$$

$$Q_{1-2} = 0,25 * 324,8 * (406 - 298) = 8,8 \text{ кВт}$$

Таблица 1 - Результаты расчета

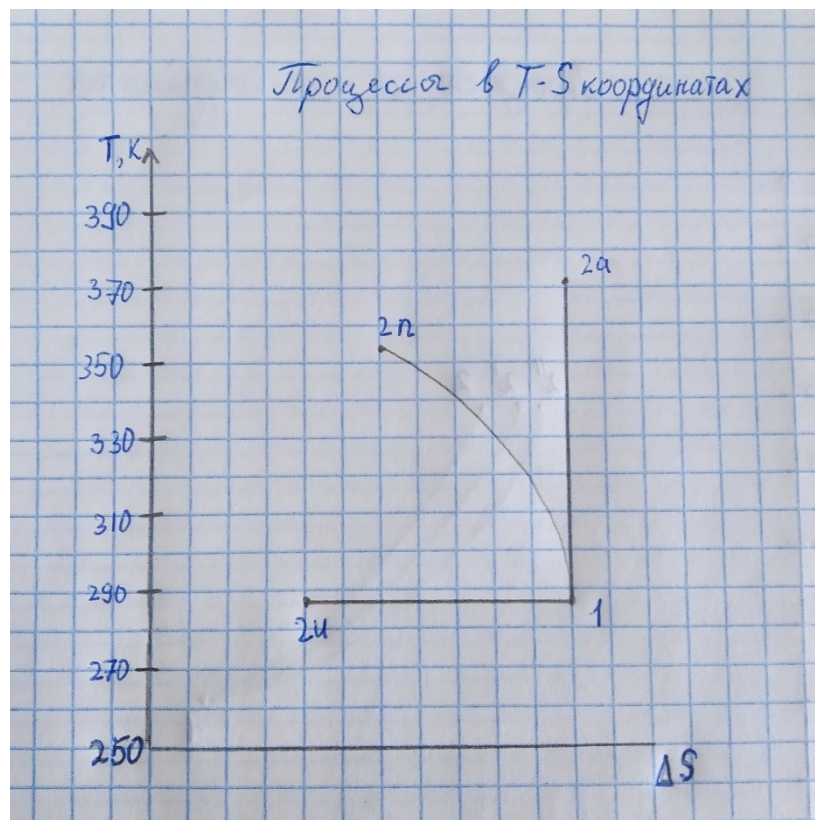
Вид процесса сжатия	Абсолютная температура в конце сжатия, К	Плотность газа до сжатия, кг/м ³	Плотность газа после сжатия, кг/м ³	Теоретическая мощность привода, кВт	Количество отводимой теплоты, кВт
Газ			Кислород (O ₂)		
Адиабатический	363	2,07	3,39	14,78	0
Политропный	406	2,07	3,03	15,78	8,8
Изотермический	298	2,07	4,13	13,43	13,4

$$V_{1a} = \frac{M}{\rho_1} = \frac{0,25}{2,07} = 0,12077 \text{ м}^3$$

$$V_{2a} = \frac{M}{\rho_2} = \frac{0,25}{3,39} = 0,07375 \text{ м}^3 \text{ (адиабатическое сжатие)}$$

$$V_{2p} = \frac{M}{\rho_2} = \frac{0,25}{3,03} = 0,08251 \text{ м}^3 \text{ (политропное сжатие)}$$

$$V_{2i} = \frac{M}{\rho_2} = \frac{0,25}{4,13} = 0,06053 \text{ м}^3 \text{ (изотерическое сжатие)}$$



1 – начало процесса, 2и – конец изотермического процесса, 2а – конец адиабатического процесса, 2п – конец политропного процесса

Выводы:

1) Расчет параметров процесса сжатия водорода в компрессоре показал, что с ростом показателя политропы (от 1 до 1,9) увеличиваются такие характеристики как конечная температура, мощность привода, все максимальные значения получены для политропного процесса при $n=1,3 < 1,4$.

2) Плотность газа в конце процесса, напротив, убывает с ростом показателя политропы (максимальное значение в конце изотермического процесса $2,57 \text{ кг/м}^3$ и минимальное в конце политропного $1,46 \text{ кг/м}^3$)

Задача №2

Расчёт идеального прямого термодинамического цикла.

Для идеального термодинамического цикла теплового двигателя определить параметры состояния рабочего тела в характерных точках, удельную работу расширения каждого процесса (для 1 кг рабочего тела), изменение внутренней энергии и энтальпии каждого процесса, термический КПД цикла, среднее давление цикла, удельную теоретическую литровую (для 1 л рабочего объема) мощность двигателя.

Рабочее тело - идеальный газ со свойствами воздуха ($R=287 \text{ Дж/(кг.К)}$), $k=1,4$). Известны параметры в начальной точке: абсолютное давление p_1 кПа и температура $t_1=10^\circ\text{C}$, а также степень сжатия $\varepsilon=11$, количество подводимой теплоты на изохорном участке цикла $q_{v=0}$, количество подводимой теплоты на изобарном участке $q_p=1,4 \text{ МДж/кг}$, частота вращения коленчатого вала $n=5600 \text{ мин}^{-1}$. Изобразить цикл в координатных системах « $p-v$ » и « $T-\Delta s$ » с учетом масштаба.

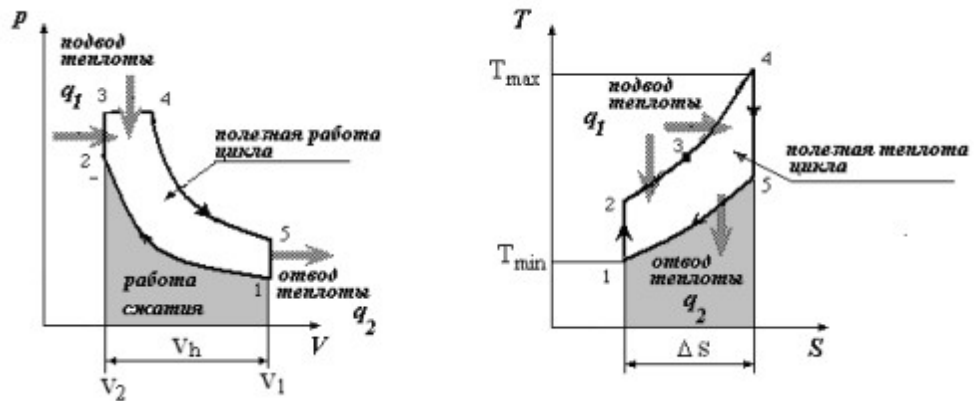


Рисунок 2 – Схема идеального цикла Тринклера

Исходные данные:

$$\varepsilon=11; q_v=0.7 \text{ МДж/кг}; q_p=0.8 \text{ МДж/кг}; n=2000 \text{ мин}^{-1}; \kappa=1.4$$

$$t_1=10^\circ\text{C}=283 \text{ K}; p_1=99 \text{ кПа}; R=287 \text{ Дж/кгК}$$

Найти: T_{1-5} , P_{1-5} , V_{1-5} , q_{1-5} , l_{1-5} , ΔU_{1-5} , ΔS_{1-5} , ΔH_{1-5} , P_t , N_t , N_t

Расчет идеального цикла Тринклера

Процесс 1-2 (адиабата):

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{287 \cdot 283}{99 \cdot 10^3} = 0.820 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$$v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon} = \frac{0.820}{11} = 0.075 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} = 283 \cdot 11^{0.4} = 739 \text{ K}$$

$$P_2 = P_1 \cdot \varepsilon^\kappa = 99 \cdot 11^{1.4} = 2842 \text{ кПа}$$

Процесс 2-3 (изохора):

$$v_3 = v_2 = 0.075 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$$\lambda = 1 + \frac{q_{1(v)}}{c_v \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1}} = 1 + \frac{700000}{717.5 \cdot 283 \cdot 11^{0.4}} = 2.200$$

$$T_3 = T_2 \cdot \lambda = 739 \cdot 2.2 = 1646 \text{ K}$$

$$P_3 = P_2 \cdot \lambda = 2842 \cdot 2.2 = 6252 \text{ кПа}$$

Процесс 3-4 (изобара):

$$P_4 = P_3 = 6252 \text{ кПа}$$

$$\rho = 1 + \frac{q_{1(p)}}{c_p \cdot T_1 \cdot \lambda \cdot \varepsilon^{\kappa-1}} = 1 + \frac{800000}{1004.8 \cdot 283 \cdot 2.2 \cdot 11^{0.4}} = 1.445$$

$$v_4 = v_3 \cdot \rho = 0.075 \cdot 1.445 = 0.108 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$$T_4 = T_3 \cdot \rho = 1646 \cdot 1.445 = 2379 \text{ K}$$

Процесс 4-5 (адиабата):

$$v_5 = v_1 = 0,820 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{14}{1,445} = 9,689$$

$$T_5 = \frac{T_4}{\delta^{\kappa-1}} = \frac{2585}{9,689^{0.4}} = 1042 \text{ К}$$

$$P_5 = \frac{P_4}{\delta^{\kappa}} = \frac{8763}{11,4945^{1.4}} = 365 \text{ кПа}$$

Таблица 2 – Результаты расчета

Вид цикла – Тринклера, $\varepsilon=14$, $\lambda=2,200$, $\rho=1,445$			
Характерные точки процесса в цикла	Абсолютное давление, МПа	Абсолютная температура, К	Удельный объём, м ³ /кг
1	0,099	283	0,820
2	3,983	813	0,059
3	8,763	1789	0,059
4	8,763	2585	0,085
5	0,365	1042	0,820

Расчет энергетических характеристик

Процесс 1-2 (сжатие):

$$l = -c_v \cdot (T_2 - T_1) = -717,5 \cdot (813 - 283) = -380275 \text{ Дж/кг}$$

$$q = 0$$

$$\Delta U = -l = 380275 \text{ Дж/кг}$$

$$\Delta h = c_p \cdot (T_2 - T_1) = 1004,8 \cdot (813 - 283) = 532544 \text{ Дж/кг}$$

$$\Delta S = 0$$

Процесс 2-3 (подвод теплоты по изохоре):

$$l = 0$$

$$q_{1v} = c_v \cdot (T_3 - T_2) = 717,5 \cdot (1789 - 813) = 700280 \text{ Дж/кг}$$

$$\Delta U = q = 700280 \text{ Дж/кг}$$

$$\Delta h = c_p \cdot (T_3 - T_2) = 1004,8 \cdot (1789 - 813) = 980685 \text{ Дж/кг}$$

$$\Delta S = c_v \cdot \ln \frac{T_3}{T_2} = 717,5 \cdot \ln \frac{1789}{813} = 566 \text{ Дж/кгК}$$

Процесс 3-4 (подвод теплоты по изобаре):

$$l = P_3 \cdot (v_4 - v_3) = 8763 \cdot 10^{36} \cdot (0,085 - 0,059) = 228691 \text{ Дж/кг}$$

$$q_{1p} = c_p \cdot (T_4 - T_3) = 1004,8 \cdot (2585 - 1789) = 799821 \text{ Дж/кг}$$

$$\Delta U = c_v \cdot (T_4 - T_3) = 717,5 \cdot (2585 - 1789) = 571130 \text{ Дж/кг}$$

$$\Delta h = q = 799821 \text{ Дж/кг}$$

$$\Delta S = c_p \cdot \ln \frac{T_4}{T_3} = 1004,8 \cdot \ln \frac{2585}{1789} = 370 \text{ Дж/кгК}$$

Процесс 4-5 (расширение):

$$l = -c_v \cdot (T_5 - T_4) = -717,5 \cdot (1042 - 2585) = 1106963 \text{ Дж/кг}$$

$$q = 0$$

$$\Delta U = -l = -1106963 \text{ Дж/кг}$$

$$\Delta h = c_p \cdot (T_5 - T_4) = 1004,8 \cdot (1042 - 2585) = -1550210 \text{ Дж/кг}$$

$$\Delta S = 0$$

Процесс 5-1 (отвод теплоты):

$$l = 0$$

$$q_2 = c_v \cdot (T_1 - T_5) = 717,5 \cdot (283 - 1042) = -544722 \text{ Дж/кг}$$

$$\Delta U = q = -544722 \text{ Дж/кг}$$

$$\Delta h = c_p \cdot (T_1 - T_5) = 1004,8 \cdot (283 - 1042) = -762839 \text{ Дж/кг}$$

$$\Delta S = c_v \cdot \ln \frac{T_1}{T_5} = 717,5 \cdot \ln \frac{283}{1042} = -936 \text{ Дж/кгК}$$

Таблица 3 – Результаты расчетов

Вид цикла – Тринклер, $\epsilon=14$, $\lambda=2,200$, $\rho=1,445$					
Процесс	Уд. Теплота кДж/кг	Уд. Работа, кДж/кг	Изменение уд. Внутр. Энергии, кДж/кг	Изменение уд. Энтальпии, Дж/кг	Проверка выполнения $q=\Delta U+l$
1-2	0	-380,275	380,275	0	380,275-380,275=0
2-3	700,280	0	700,280	566	0+700,2=700,28
3-4	799,821	228,691	571,130	370	571,13+228,691=799,821
4-5	0	1106,963	-1106,963	0	1106,963-1106,963=0
5-6	-544,722	0	-544,722	-935	-544,722+0=-544,722
Проверка	955,379	955,379	0	0	

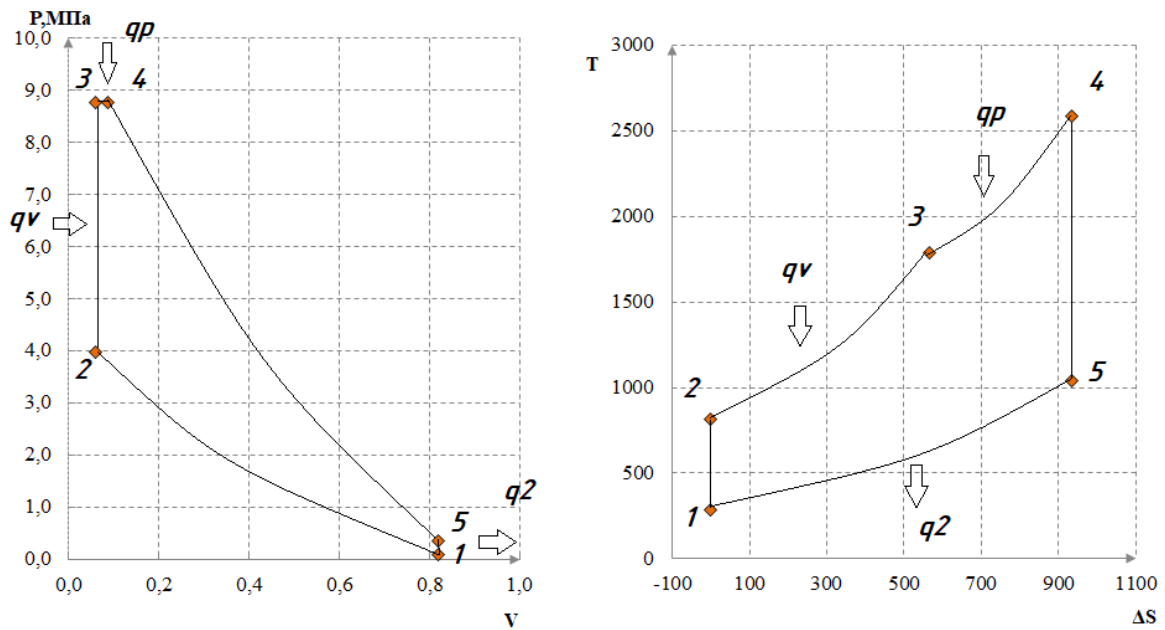


Рисунок 3 – Изображение цикла Тринклера согласно расчетов

Термический КПД:

$$\eta_1 = \frac{l_u}{q_{подв}} = \frac{l_{1-2} + l_{3-4} + l_{4-5}}{q_{2-3} + q_{3-4}} = \frac{-380275 + 228691 + 1106963}{700280 + 799821} = 0,637$$

Среднее давление

$$P_t = \frac{l_u}{\Delta v_{1-2}} = \frac{-380275 + 228691 + 1106963}{0.820 - 0.059} = 1255425 \text{ Па}$$

Теоретическая удельная литровая мощность двигателя:

$$N_t = \frac{P_t \cdot n}{120} = \frac{1255425 \cdot 2000}{120} = 20924 \text{ Вт/л}$$

Выводы:

- 1) Произведен расчет состояния рабочего тела (воздуха) в характерных точках цикла Тринклера (степень сжатия 14) - температура, давление, удельный объем.
- 2) Произведен расчет энергетических характеристик – изменение удельной работы, теплоты, внутренней энергии, энтальпии и энтропии.
- 3) Результаты расчетов отражены на графиках.
- 4) Среднее давление цикла - 1,26МПа.
- 5) Термический КПД 0,637.
- 6) Теоретическая удельная литровая мощность равна 20,924 кВт/л.

Задача №3

Расчёт теплопередачи через плоскую стенку

Определить величину удельных тепловых потерь за счет конвекции ограждающей конструкции (стен) жилого здания, если на стене толщиной δ_1 с внутренней стороны имеется слой штукатурки (или дерева) толщиной δ_2 , под которым размещен слой тепловой изоляции толщиной δ_3 . С наружной стороны стены имеется слой штукатурки такой же толщиной δ_2 .

Известны: коэффициент теплопроводности материала стены λ_1 , коэффициент теплопроводности материала слоя штукатурки или дерева λ_2 , коэффициент теплопроводности слоя тепловой изоляции λ_3 .

Внутри помещения требуется поддерживать температуру воздуха t_{f1} ; с наружной стороны стены установилась температура окружающего воздуха t_{f2} .

Коэффициент теплоотдачи с внутренней стороны стены $\alpha_1=8,7$ Вт/(м²К), коэффициент теплоотдачи с внешней (уличной) стороны для зимних условий $\alpha_2=23$ Вт/(м²К) - соответствуют требованиям СНиП 23-02-2003 Свод правил. Тепловая защита зданий.

Рассчитать температуры поверхностей слоев стены. Построить графики изменения температуры по толщине многослойной стенки с учетом масштаба температуры и толщины.

Определить глубину промерзания стены для заданных условий (тепловая изоляция установлена на внутренней поверхности стены).

Дано :

$$\alpha_1 = 8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \alpha_2 = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Материал стены – Монолитный железобетон

$$\delta_3 = 0,5 \text{ м}; \lambda_3 = 1,55 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$$

$$\delta_4 = 14 \text{ мм} = 0,014 \text{ м}; \lambda_4 = 0,44 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$$

Штукатурка;

Материал изоляции – Пенополистирол

$$\delta_2 = 40 \text{ мм} = 0,04 \text{ м}; \lambda_2 = 0,064 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$$

$$\lambda_1 = 0,18 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}) \delta_1 = 0,018 \text{ м} (\text{дерево сухая сосна})$$

$$t_{f1} = 19^\circ \text{C}; t_{f2} = -30^\circ \text{C};$$

Решение:

1. Термическое сопротивление теплопередачи через плоскую трёхслойную стенку:

$$R = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + \frac{1}{\alpha_2}.$$

$$R = \frac{1}{8,7} + \frac{0,018}{0,18} + \frac{0,04}{0,064} + \frac{0,5}{1,55} + \frac{0,014}{0,44} + \frac{1}{23} = 1,23 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$$

2. Плотность теплового потока через плоскую четырехслойную стенку:

$$q = \frac{(t_{f1} - t_{f2})}{R}$$

$$q = \frac{292 - 243}{1,23} = 39,8 \frac{Bm}{M^2}$$

3. Определение термического сопротивления и плотности теплового потока без изоляции:

$$R = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + \frac{1}{\alpha_2}$$

$$R = \frac{1}{8,7} + \frac{0,018}{0,18} + \frac{0,5}{1,55} + \frac{0,014}{0,44} + \frac{1}{23} = 0,61 \frac{M^2 * K}{Bm}$$

$$q = \frac{(t_1 - t_2)}{R}$$

$$q = \frac{293 - 243}{0,61} = 81,96 \frac{Bm}{M^2}$$

Тепловой поток без изоляции увеличится на $81,96 - 39,8 = 42,16$ Вт/м²

4. Температура внутренней и внешней поверхности многослойной стенки и на границе слоев:

$$t_{w1} = t_{f1} - \frac{q}{\alpha_1}$$

$$t_{w1} = 19 - \frac{39,8}{8,7} = 14,42 \text{ } ^\circ C$$

$$t_{w2} = t_{w1} - q \cdot \frac{\delta_1}{\lambda_1}$$

$$t_{w2} = 14,42 - 39,8 \cdot \frac{0,018}{0,18} = 10,44 \text{ } ^\circ C$$

$$t_{w3} = t_{w2} - q \cdot \frac{\delta_2}{\lambda_2}$$

$$t_{w3} = 10,44 - 39,8 \cdot \frac{0,04}{0,064} = -14,44 \text{ } ^\circ C$$

$$t_{w4} = t_{w3} - q \cdot \frac{\delta_3}{\lambda_3}$$

$$t_{w4} = -14,44 - 39,8 \cdot \frac{0,5}{1,55} = -27,28 \text{ } ^\circ C$$

$$t_{w5} = t_{w4} - q \cdot \frac{\delta_4}{\lambda_4}$$

$$t_{w5} = -27,28 - 39,8 \cdot \frac{0,014}{0,44} = -28,55 \text{ } ^\circ C$$

Проверка:

$$t_{w5} = t_{f2} + \frac{q}{\alpha_2}$$

$$t_{w5} = -30 + \frac{39,8}{23} = -28,27 \text{ } ^\circ C$$

Определение глубины промерзания слоя пенополистирола:

$$\delta_x = \frac{\lambda_3 \cdot (0 - t_{w3})}{q}$$

$$\delta_x = \frac{0,064 \cdot 14,44}{39,8} = 0,023 \text{ м}$$

Глубина промерзания стены составит:

$$x \dot{=} \delta_x + \delta_3 \\ x = 0,023 + 0,5 = 0,523 \text{ м}$$

5. Температура внутренней и внешней поверхности многослойной стенки и на границе слоев без изоляции:

$$t_{w1} = t_{f1} - \frac{q}{\alpha_1} \\ t_{w1} = 19 - \frac{81,96}{8,7} = 9,57 \text{ }^\circ\text{C} \\ t_{w2} = t_{w1} - q \cdot \frac{\delta_1}{\lambda_1} \\ t_{w2} = 9,57 - 81,96 \cdot \frac{0,018}{0,18} = 1,4 \text{ }^\circ\text{C} \\ t_{w3} = t_{w2} - q \cdot \frac{\delta_3}{\lambda_3} \\ t_{w3} = 1,4 - 81,96 \cdot \frac{0,5}{1,55} = -25,04 \text{ }^\circ\text{C}$$

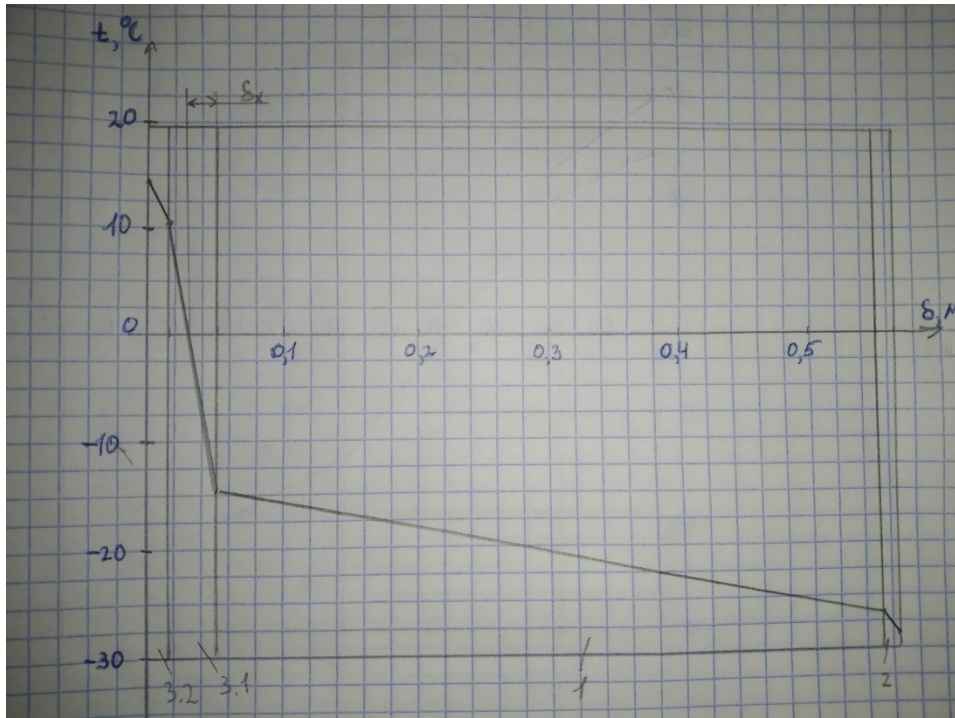
$$t_{w4} = t_{f2} + \frac{q}{\alpha_2} \\ t_{w4} = -30 + \frac{81,96}{23} = -26,44 \text{ }^\circ\text{C}$$

Определение глубины промерзания:

$$\delta_x = \frac{\lambda_1 \cdot (0 - t_{w4})}{q} \\ \delta_x = \frac{0,18 \cdot 26,44}{81,96} = 0,058 \text{ м}$$

Глубина промерзания стены со штукатуркой (снаружи) составит:

$$x \dot{=} \delta_x + \delta_1 \\ x = 0,058 + 0,012 = 0,07 \text{ м}$$



1 – Монолитный железобетон; 2 – штукатурка; 3.1 – пенополистирол; 3.2 – дерево (сухая сосна)

Рисунок 6 – Распределение температуры по толщине четырехслойной плоской стенки

Выводы:

1. Удельные тепловые потери через стенку составляют $39,8 \text{ Вт/м}^2$.
2. Рассчитаны температуры на границе слоев и на поверхностях стены. Построен график в масштабе.
3. Глубина промерзания стены $0,523 \text{ м}$.

Задача 4

Расчёт теплопередачи через цилиндрическую стенку

Внутри трубы с внутренним диаметром d_1 и толщиной стенки δ_1 , изготовленной из материала с коэффициентом теплопроводности λ_1 , имеющей на внутренней поверхности слой накипи толщиной δ_0 с коэффициентом теплопроводности λ_0 , движется горячая вода со скоростью w_1 , имеющая среднюю температуру t_{f1} .

Наружная поверхность покрыта слоем материала толщиной δ_2 с известным коэффициентом теплопроводности λ_2 и находится в воздухе, имеющем температуру t_{f2} при отсутствии вынужденного движения. Известна степень черноты наружной поверхности ε .

Определить:

1 Линейную плотность теплового потока (тепловые потери с 1 м длины), передаваемого в воздух с наружной поверхности за счет свободной конвекции.

2 Критический диаметр изоляции (внешнего слоя); сделать вывод об эффективности наружного слоя как тепловой изоляции.

3 Температуры: на поверхности накипи со стороны воды; на внутренней и наружной поверхности стенки трубы; на наружной поверхности внешнего слоя (изоляции). Построить график изменения температуры по толщине многослойной цилиндрической стенки для условий задачи в масштабе.

4 Линейную плотность теплового потока (тепловые потери с 1 м длины), передаваемого в воздух за счет излучения наружной поверхности трубы.

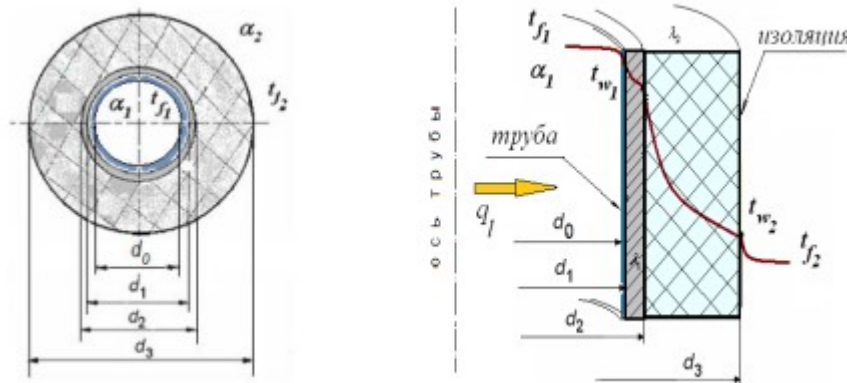


Рисунок 8 – Схема многослойной цилиндрической трубы

Дано:

Таблица 1 – Исходные данные

d_1 , мм	δ_0 , мм	δ_1 , мм	δ_2 , мм	λ_0 , Вт/мК	λ_1 , Вт/мК	λ_2 , Вт/мК	w_1 , м/с	t_{f1} , °С	t_{f2} , °С	ε
18	0,6	0,8	15	1,8	30	0,055	1,8	70	15	0,85

Материал трубы – Алюминиевый сплав, материал наружного покрытия трубы – Минер вата

Таблица 2 – Теплофизические свойства теплоносителей

№	Теплофизические свойства среды	Единицы измерения	Вода при средней температуре	Воздух при средней температуре
1	Коэффициент теплопроводности,	Вт/м*К	0,680	0,0263
2	Коэффициент кинематической вязкости, 10^6	м ² /с	0,415	14,61
3	Число Прандтля (Pr) при средней температуре среды (t_f)	-	2,55	0,704
4	Число Прандтля (Pr) при средней температуре стенки (t_w)	-	2,98	0,702

Решение:

1. Определение коэффициента теплоотдачи при вынужденном течении воды внутри трубы.

Критерий Рейнольдса:

$$Re = \frac{w_1 * d_0}{\nu}$$

$$Re = \frac{1,8 * (18 - 2 * 1,6) * 10^{-3}}{0,415 * 10^{-6}} = 64193$$

Критерий Нуссельта:

$$Nu = 0,021 * Re^{0,8} * Pr^{0,43} * \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25}$$

$$Nu = 0,021 * 64193^{0,8} * 2,55^{0,43} * \left(\frac{2,55}{2,98} \right)^{0,25} = 205,04$$

Коэффициент теплоотдачи при вынужденном течении воды внутри трубы:

$$\alpha_1 = \frac{Nu * \lambda_{f1}}{d_0} = \frac{205,04 * 0,688}{(18 - 2 * 1,6) * 10^{-3}} = 9531,6 \frac{Вт}{м^2 * К}$$

2. Определение коэффициента теплоотдачи в воздух с внешней стороны трубы при свободной конвекции с изоляцией.

Критерий Грасгофа:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot d_3^3}{\nu^2} = \frac{g \cdot \Delta t \cdot d_3^3}{T_{f2} \cdot \nu^2}$$

$$Gr = 9,81 \cdot (25 - 15) \cdot \dots$$

Критерий Нуссельта:

$$Nu = 0,5 \cdot \dots$$

$$Nu = 0,5 \cdot \dots$$

Коэффициент теплоотдачи в воздух с внешней стороны трубы при свободной конвекции:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_{f2}}{d_3}$$

$$\alpha_2 = \frac{10,5 \cdot 0,0255}{(32 + 2 \cdot 0,8 + 2 \cdot 18) \cdot 10^{-3}} = 38,5 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

3. Определение суммарного термического сопротивления и коэффициента теплопередачи.

Линейное термическое сопротивление внутри трубы:

$$R_1 = \frac{1}{\alpha_1 \cdot d_0}$$

$$R_1 = \frac{1}{9531,6 \cdot 18,8 \cdot 10^{-3}} = 0,00558 \frac{м^2 \cdot К}{Вт}$$

Линейное термическое сопротивление слоя накипи:

$$R_2 = \frac{1}{2 \lambda_0} \ln \frac{d_1}{d_0}$$

$$R_2 = \frac{1}{2 \cdot 1,8} \ln \frac{18}{18,8} = 0,054 \frac{м^2 \cdot К}{Вт}$$

Линейное термическое сопротивление стенки трубы:

$$R_3 = \frac{1}{2 \lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1}$$

$$R_3 = \frac{1}{2 \cdot 30} \ln \frac{21,6}{18} = 0,00304 \frac{м^2 \cdot К}{Вт}$$

Линейное термическое сопротивление слоя изоляции:

$$R_4 = \frac{1}{2 \lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2}$$

$$R_4 = \frac{1}{2 \cdot 0,055} \ln \frac{21,6}{18} = 1,66 \frac{m^2 K}{Bm}$$

Линейное термическое сопротивление на границе:

$$R_5 = \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_3}$$

$$R_5 = \frac{1}{4,7 \cdot 38,5 \cdot 10^{-3}} = 5,52 \frac{m^2 K}{Bm}$$

Суммарное линейное термическое сопротивление трубы:

$$R = \sum_1^5 R_i = 0,00558 + 0,054 + 0,00304 + 1,66 + 5,52 = 7,2 \frac{m^2 K}{Bm}$$

Линейный коэффициент теплопередачи:

$$kl = \frac{1}{R}$$

$$kl = \frac{1}{7,2} = 0,138$$

Тепловые потери за счет вынужденной конвекции:

$$q_l = \pi \cdot k_l \cdot (t_1 - t_2)$$

$$q_l = 3,14 \cdot 0,138 \cdot (70 - 15) = 23,8 \frac{Bm}{m}$$

4. Критический диаметр изоляции:

$$d_{кр} = 2 \frac{\lambda_2}{\alpha_2}$$

$$d_{кр} = 2 \frac{0,055}{4,7} = 23 \text{ мм} < 21,6$$

Условие эффективной работы изоляции не выполняется

5. Расчет температур.

На внутренней поверхности со стороны воды:

$$t_{w1} = t_{f1} - \frac{q_l}{\pi \cdot d_1 \cdot \alpha_1}$$

$$t_{w1} = 70 - \frac{23,8 \cdot 1000}{3,14 \cdot 18 \cdot 9531,6} = 69,956^\circ C$$

На внутренней поверхности трубы под накипью:

$$t_{w2} = t_{w1} - \frac{q_l}{\pi \cdot 2 \cdot \lambda_0} \ln \frac{d_1}{d_0}$$

$$t_{w2} = 69,956 - \frac{23,8}{3,14 \cdot 2 \cdot 1,8} \ln \frac{18}{18,8} = 70,05^\circ C$$

На наружной поверхности трубы под изоляцией:

$$t_{w3} = t_{w2} - \frac{q_1}{\pi \cdot 2 \cdot \lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1}.$$

$$t_{w3} = 70,05 - \frac{23,8}{3,14 \cdot 2 \cdot 30} \ln \frac{21,6}{18} = 70,027^\circ C$$

На наружной поверхности трубы с изоляцией:

$$t_{w4} = t_{w3} - \frac{q_1}{\pi \cdot 2 \cdot \lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2}.$$

$$t_{w4} = 70,027 - \frac{23,8}{3,14 \cdot 2 \cdot 0,055} \ln \frac{38,5}{21,6} = 52,3^\circ C$$

Проверка:

$$t_{w4} = t_{f2} + \frac{q_1}{\pi \cdot d_3 \cdot \alpha_2}.$$

$$t_{w4} = 15 + \frac{23,8 \cdot 1000}{3,14 \cdot 38,5 \cdot 4,7} = 50,3^\circ C$$

6. Определение тепловых потерь за счет излучения с наружной поверхности

$$E = \varepsilon \cdot \sigma_0 \cdot \left[\left(\frac{T_{w4}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{f2}}{100} \right)^4 \right] \cdot \pi \cdot d_3$$

$$E = 0,85 \cdot 5,76 \cdot 3,14 \cdot 0,0616 \cdot [3,03^4 - 2,88^4] = 14,26 \frac{Вт}{м}$$

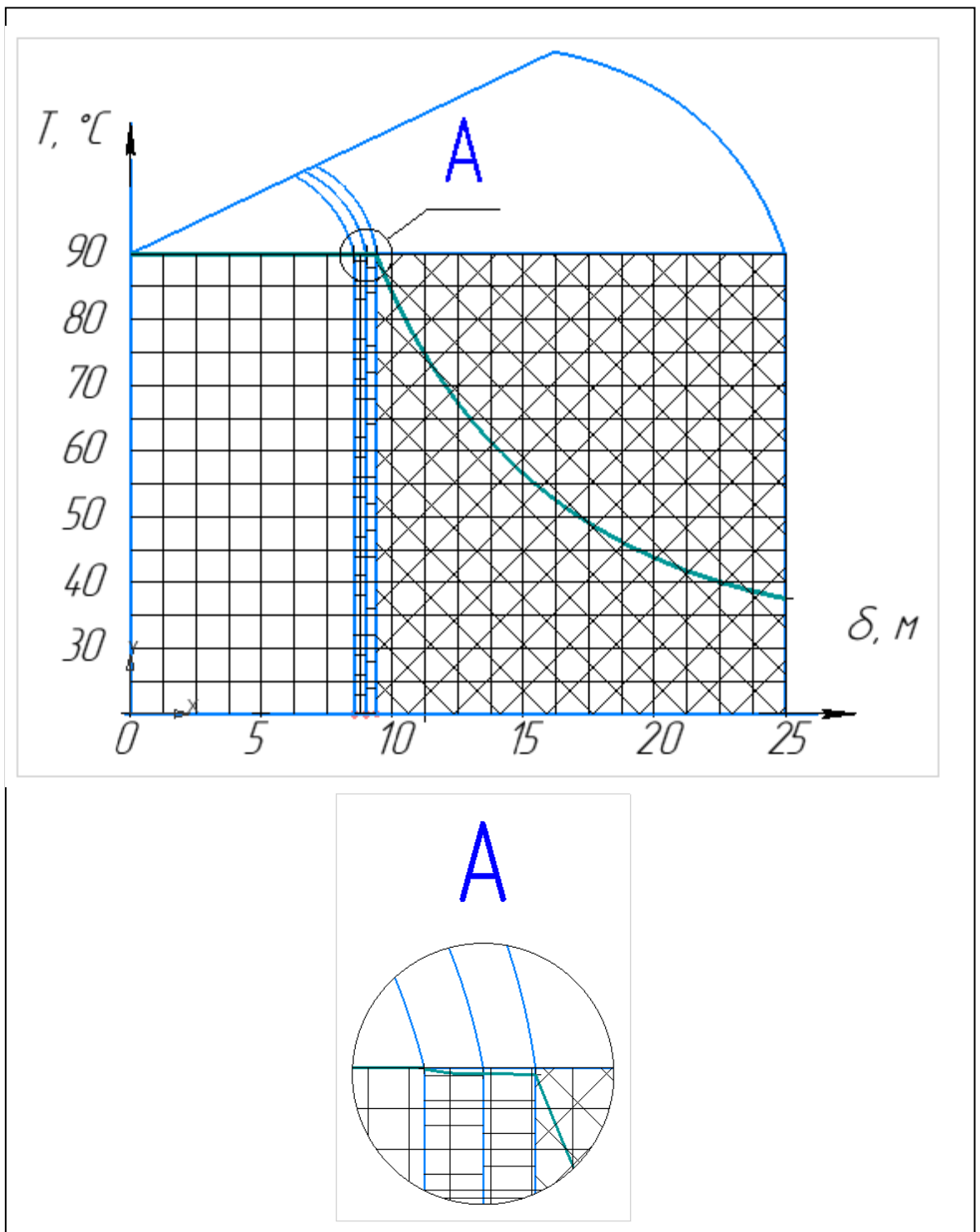


Рисунок 9 – График распределения температур по толщине трехслойной цилиндрической стенки

Выводы:

1. Изоляция работает эффективно, так как критический диаметр $d_{\text{кр}} = 11,2$ мм не превышает наружный диаметр трубы без изоляции $d_2 = 19,6$ мм.
2. Линейная плотность теплового потока, передаваемая в воздух за счет излучения наружной поверхности, составляет 8,94 Вт/м.

