

Документ подписан:
Информация о владельце:
ФИО: Косенок Сергей Михайлович
Должность: ректор
Дата подписания: 21.10.2025 14:49:47
Уникальный программный ключ:
e3a68f3eaa1e62674b54f4998099d3d6bfdcf836

Оценочные материалы для промежуточной аттестации по дисциплине

Основы трансформации теплоты и процессов охлаждения

Код, направление подготовки	13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника
Направленность (профиль)	Теплоэнергетика и теплотехника
Форма обучения	Очная
Кафедра-разработчик	Радиоэлектроники и электроэнергетики
Выпускающая кафедра	Радиоэлектроники и электроэнергетики

Типовые задания для контрольной работы 4 семестр:

Задание выдается преподавателем индивидуально для каждого.

В табл. 1 приведены варианты заданий для самостоятельной работы студентов.

Таблица 1

Варианты заданий

Обозначение	Варианты				
	1	2	3	4	5
Холодопроизводительность Q_0 , кВт	10	20	30	40	50
Температура кипения t_0 , °C	- 5	- 10	- 15	- 20	- 25
Температура конденсации t , °C	40	35	30	25	20

Окончание табл. 1

Обозначение	Варианты				
	6	7	8	9	10
Холодопроизводительность Q_0 , кВт	60	70	80	90	100
Температура кипения t_0 , °C	- 30	- 5	- 10	- 15	- 20
Температура конденсации t , °C	15	40	35	30	25

Обозначение	Варианты				
	11	12	13	14	15
Холодопроизводительность Q_0 , кВт	110	120	130	140	150
Температура кипения t_0 , °C	- 25	- 30	- 5	- 10	- 15
Температура конденсации t , °C	20	15	40	35	30

Обозначение	Варианты				
	16	17	18	19	20
Холодопроизводительность Q_0 , кВт	160	170	180	190	200
Температура кипения t_0 , °C	- 20	- 25	- 30	- 5	- 10
Температура конденсации t , °C	25	20	15	40	35

Обозначение	Варианты				
	21	22	23	24	25
Холодопроизводительность Q_0 , кВт	210	220	230	240	250
Температура кипения t_0 , °C	- 15	- 20	- 25	- 30	- 35
Температура конденсации t , °C	30	25	20	15	10

Задача 1. Тепловой расчет одноступенчатой аммиачной холодильной машины

Для холодильной машины, работающей на R717 (аммиак) предварительно задаются:

- температура перегрева пара на всасывании при $\Delta t_{\text{вс}} = 5 - 15$ °C, $t_1 = t_0 + \Delta t_{\text{вс}}$;
- температура переохлаждения жидкости после конденсатора при $\Delta t_{\text{н}} = 3 - 5$ °C,

$$t_3 = t - \Delta t_{\text{н}}.$$

В соответствии со схемой и циклом паровой холодильной машины (рис. 2) по диаграмме и таблице 1 определяют параметры узловых точек, которые представляют в табличной форме (табл. 2, 3).

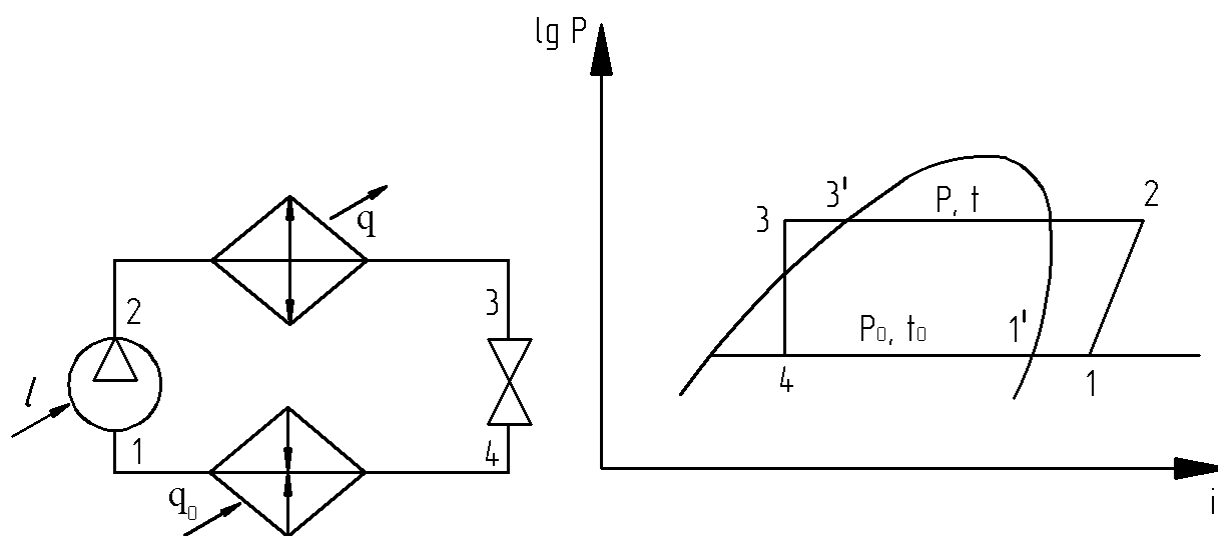


Рис. 2. Схема и цикл паровой холодильной машины

Таблица 2

Параметры узловых точек

Параметр	Узловые точки					
	1	2	3'	3	4	1'
Давление P , МПа						
Температура t , °C						
Энтальпия i , кДж/кг						
Удельный объем v , м ³ /кг						

Результаты теплового расчета

Определяемая величина	Формула	Результат
1	2	3
Удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг	$q_o = i_1 - i_4$	
Удельная объемная холодопроизводительность, кДж/м ³	$q_v = \frac{q_o}{v_1}$	
Удельная массовая нагрузка на конденсатор, кДж/кг	$q = i_2 - i_3$	
Удельная изэнтропийная работа компрессора, кДж/кг	$l_s = i_2 - i_1$	
Степень повышения давления	$\pi_k = \frac{P}{P_o}$	
Холодильный коэффициент теоретический	$\varepsilon = \frac{q_o}{l}$	

Окончание табл. 3

1	2	3
Массовый расход рабочего вещества, кг/с	$G = \frac{Q_o}{q_o}$	
Действительная объемная производительность компрессора, м ³ /с	$V_d = G \cdot v_1$	
Нагрузка на конденсатор, кВт	$Q = G \cdot q$	
Изэнтропийная мощность компрессора, кВт	$N_s = G \cdot l_s$	

Задача 2. Тепловой расчет одноступенчатой холодильной машины с регенеративным теплообменником

Холодильная машина с регенеративным теплообменником обычно работает на фреонах R12, R22, R134, R404 и т.д. (рис. 3).

В цикле с теплообменником перегрев на всасывании в компрессор принимается $\Delta t_{вс} = 15 - 25$ °С, $t_1 = t_0 + \Delta t_{вс}$. Состояние рабочего вещества в точке 4 определяется из баланса теплообменника $i_1 - i_{1'} = i_3 - i_4$, откуда $i_4 = i_3 - (i_1 - i_{1'})$.

В соответствии со схемой и циклом паровой холодильной машины с регенерацией теплоты (рис. 3) по диаграмме и таблице 1 определяют параметры узловых точек, которые представляют в табличной форме (табл. 4, 5).

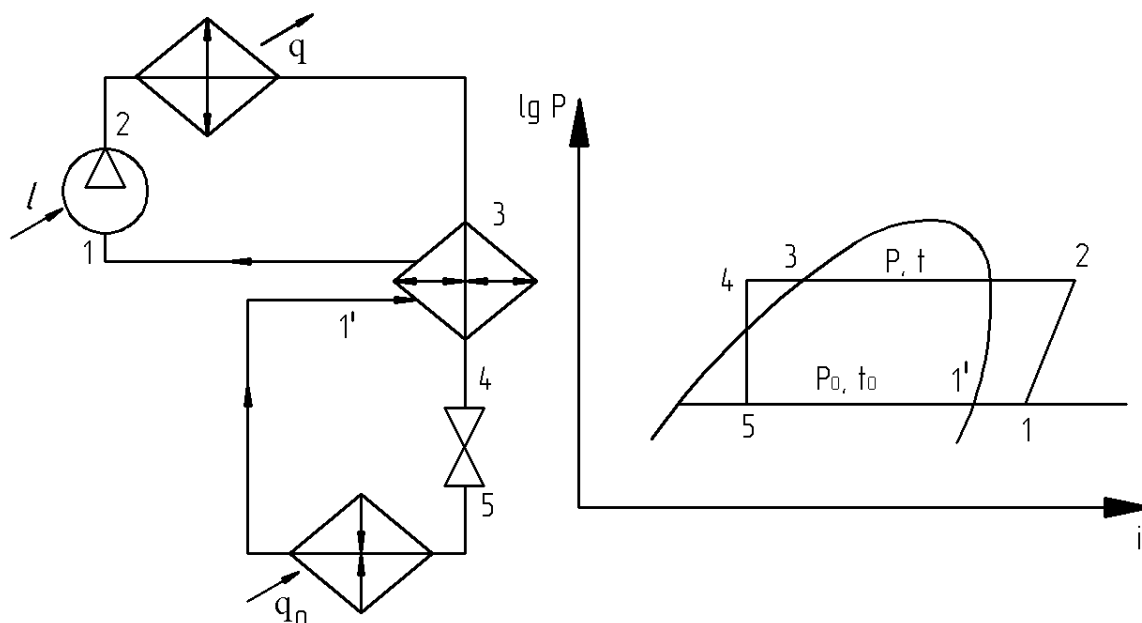


Рис. 3. Схема и цикл паровой холодильной машины с регенерацией теплоты

Таблица 4

Параметры узловых точек

Параметр	Узловые точки					
	1	1'	2	3	4	5
Давление P, МПа						
Температура t, °C						
Энтальпия i, кДж/кг						
Удельный объем v, м³/кг				-	-	-

Таблица 5

Результаты теплового расчета

Определяемая величина	Формула	Результат
Удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг	$q_0 = i_{1'} - i_5$	
Удельная массовая нагрузка на конденсатор, кДж/кг	$q = i_2 - i_3$	
Удельная изоэнтروпийная работа компрессора, кДж/кг	$l_s = i_2 - i_1$	
Удельная массовая нагрузка на теплообменник, кДж/кг	$q_T = i_1 - i_{1'}$	
Удельная объемная холодопроизводительность, кДж/м³	$q_v = \frac{q_0}{v_1}$	
Степень повышения давления	$\pi_k = \frac{P}{P_0}$	
Холодильный коэффициент теоретический	$\varepsilon = \frac{q_0}{l}$	
Массовый расход рабочего вещества, кг/с	$G = \frac{Q_0}{q_0}$	
Действительная объемная производительность компрессора, м³/с	$V_d = G \cdot v_1$	
Нагрузка на конденсатор, кВт	$Q = G \cdot q$	
Нагрузка на теплообменник, кВт	$Q_T = G \cdot q_T$	
Изоэнтروпийная мощность компрессора, кВт	$N_s = G \cdot l_s$	

Задача 3. Тепловой расчет двухступенчатой холодильной машины

Холодильная двухступенчатая машина может работать на любом рабочем веществе пригодном для парового цикла (рис. 4).

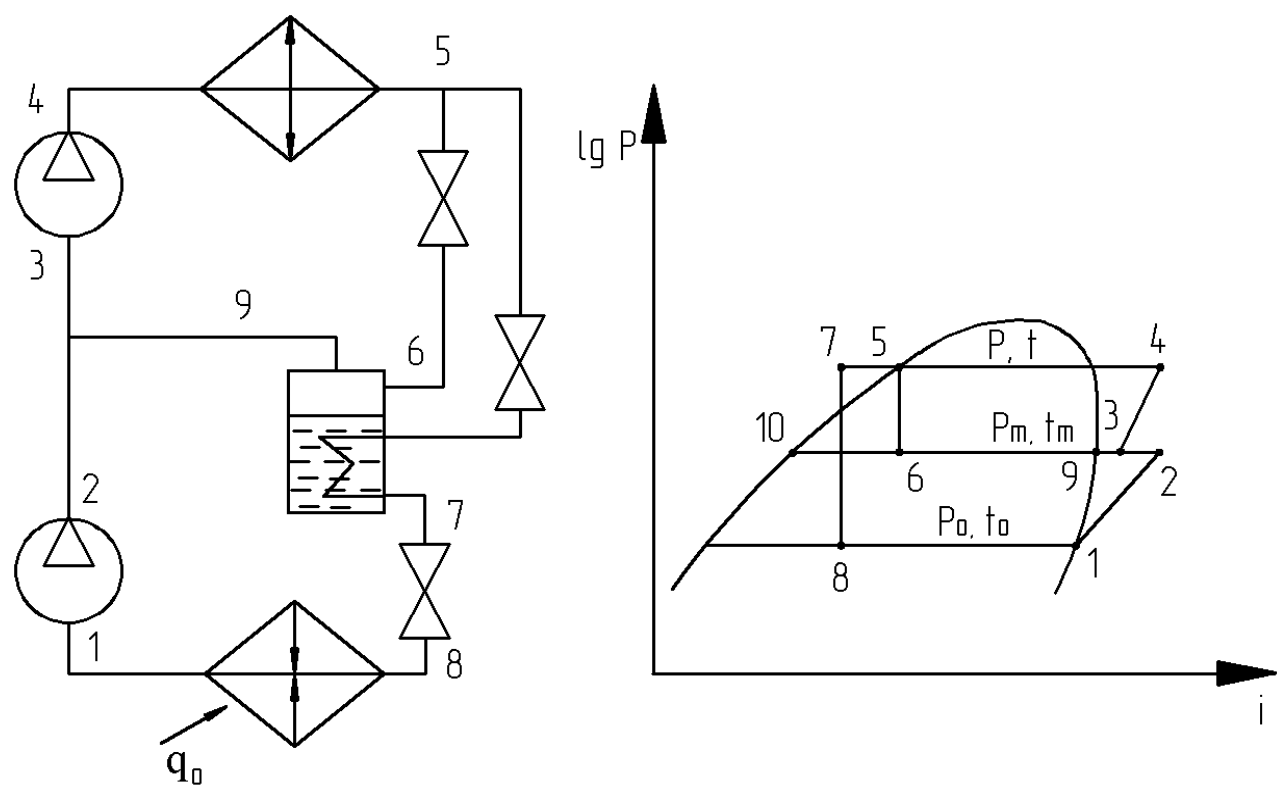


Рис. 4. Схема и цикл двухступенчатой паровой холодильной машины

В соответствии со схемой и циклом двухступенчатой паровой холодильной машины (рис. 4) по диаграмме и таблице 1 определяют параметры узловых точек, которые представляют в табличной форме (табл. 6, 7).

Таблица 6

Параметры узловых точек

Параметр	Узловые точки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Давление P, МПа										
Температура t, °С										
Энтальпия i, кДж/кг										
Удельный объем v, м³/кг					-	-	-	-	-	-

Таблица 7

Результаты теплового расчета

Определяемая величина	Формула	Результат
Промежуточное давление, МПа	$P_m = \sqrt{P \cdot P_0}$	
Температура в точке 7, °С	$t_7 = t_m + 5$	
Массовый расход рабочего вещества в первой ступени, кг/с	$G_1 = \frac{Q_0}{(i_1 - i_8)}$	
Массовый расход рабочего вещества во второй ступени, кг/с	$G_2 = \frac{G_1(i_9 - i_8)}{i_9 - i_6}$	
Энтальпия рабочего вещества на входе в компрессор второй ступени, кДж/кг	$i_3 = i_9 + \frac{G_1(i_2 - i_3)}{G_2}$	
Изоэнтروпийная мощность компрессора первой ступени, кВт	$N_1 = G_1(i_2 - i_1)$	
Изоэнтропийная мощность компрессора второй ступени, кВт	$N_2 = G_2(i_4 - i_3)$	
Нагрузка на конденсатор, кВт	$Q = G_2(i_4 - i_5)$	
Действительная объемная производительность компрессора первой ступени, м ³ /с	$V_1 = G_1 \cdot v_1$	
Действительная объемная производительность компрессора второй ступени, м ³ /с	$V_2 = G_2 \cdot v_3$	
Холодильный коэффициент теоретический	$\varepsilon = \frac{Q_0}{(N_1 + N_2)}$	
Коэффициент φ	$\varphi = \frac{V_1}{V_2}$	

Задача 4. Тепловой расчет газовой (воздушной) холодильной машины

Для холодильной машины, работающей на воздухе предварительно задается температура воздуха на входе в детандер $T_3 = T_0$, К; степень сжатия в компрессоре π_K берется из задачи 1 или задачи 2. (рис. 5).

В соответствии со схемой и циклом газовой холодильной машины (рис. 5) по диаграмме и таблице 1 определяют параметры, которые представляют в табличной форме (табл. 8).

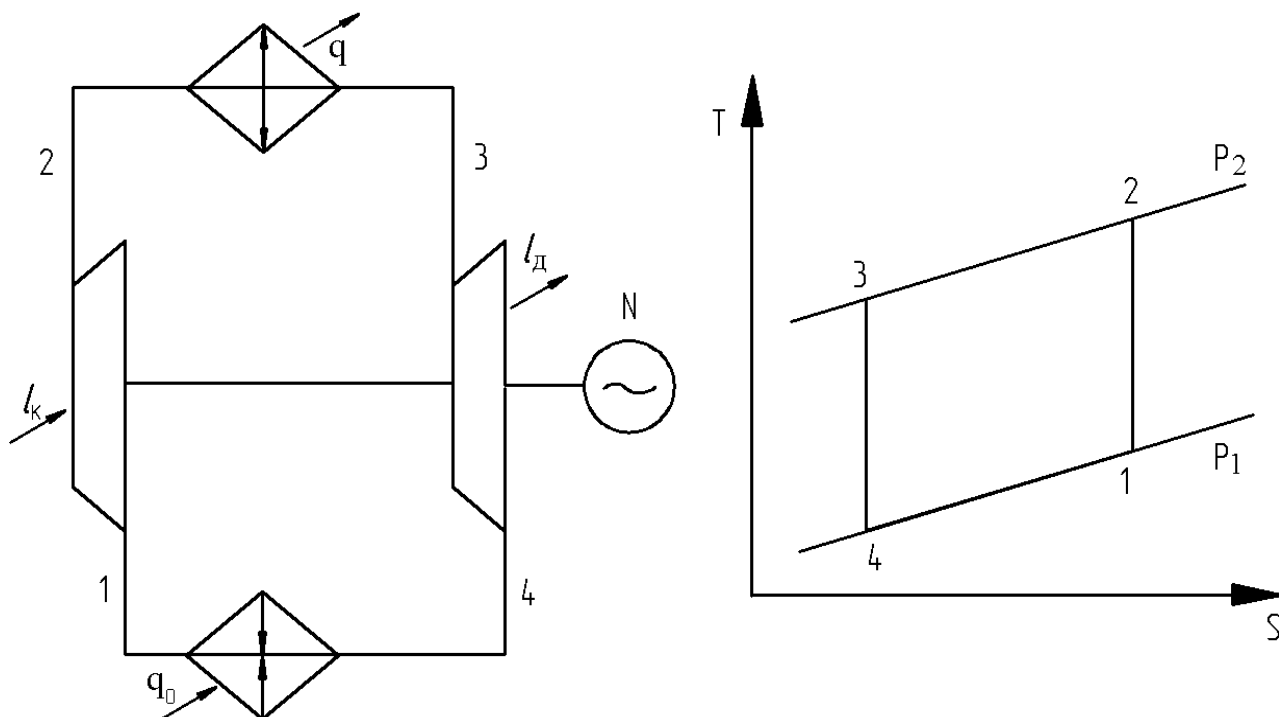


Рис. 5. Схема и цикл газовой холодильной машины

Таблица 8

Результаты теплового расчета

Определяемая величина	Формула	Результат
Мощность детандера, кВт	$N_D = Q_0$	
Удельная работа детандера, кДж/кг ($\kappa = 1,4$; $R = 0,286$ кДж/кг)	$l_D = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R T_3 \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_\kappa} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]$	
Расход воздуха, кг/с	$G = \frac{N_D}{l_D}$	
Мощность компрессора, кВт	$N_K = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R T_1 \left(\pi_\kappa^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right) G$	
Мощность, затрачиваемая в цикле холодильной машины, кВт	$N = N_K - N_D$	
Холодильный коэффициент	$\varepsilon = \frac{Q_0}{N}$	

Задача 5. Тепловой расчет поршневого компрессора паровой холодильной машины

Термодинамические параметры в узловых точках теоретического цикла холодильной машины должны быть рассчитаны в задаче 1 или задаче 2 и должны будут представлены в табл. 9.

Результаты расчета

Определяемая величина	Формула	Результат
1	2	3
Удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг	$q_0 = i_1 - i_4$	
Массовый расход рабочего вещества, кг/с	$G = \frac{Q_0}{q_0}$	
Действительная объемная производительность компрессора, м ³ /с	$V_d = G \cdot v_1$	
Относительное мертвое пространство	$C = 0,04 \div 0,05$	
Коэффициент подачи	$\lambda = 0,7 \div 0,8$	
Число цилиндров	$z = 2 \div 8$	
Теоретический объем, описываемый поршнями, м ³ /с	$V_T = \frac{V_d}{\lambda}$	
Параметр удельных сил инерции	$K_i = 16 \div 45$	
Диаметр цилиндра, м	$D = 1,55 \left[\frac{V_T}{K_i^{0,5} z} \right]^{0,44}$	
Коэффициент φ	$\varphi = \frac{S}{D} = 0,6 \div 0,8$	
Ход поршня, м	$S = \varphi \cdot D$	
Частота вращения вала компрессора, с ⁻¹	$n = \left[\frac{K_i}{3,6 \cdot S^{1,5}} \right]^{0,5}$	
Средняя скорость поршня, м/с	$C_m = 2 \cdot S \cdot n$	
Теоретический объем, описываемый поршнями при принятых D и S, м ³ /с	$V_T = \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) \cdot S \cdot n \cdot z$	
Удельная адиабатная работа компрессора, кДж/кг	$l_s = i_2 - i_1$	
Адиабатная мощность компрессора, кВт	$N_s = G \cdot l_s$	
Индикаторный КПД компрессора	$\eta_i = 0,7 \div 0,8$	
Индикаторная мощность компрессора, кВт	$N_i = \frac{N_s}{\eta_i}$	
Давление трения, кПа	$P_i = 40 \div 50$	
Мощность трения, кВт	$N_{тр} = P_i V_T$	
Эффективная мощность, кВт	$N_e = N_i + N_{тр}$	
Эффективный холодильный коэффициент	$\varepsilon = \frac{Q_0}{N_e}$	

Задача 6. Расчет винтового компрессора

Исходные данные

Действительная объёмная производительность компрессора	$V_g, \text{ м}^3/\text{с}$	0,5
Степень повышения давления	π_k	5
Температура воздуха на входе	$T_1, \text{ К}$	303
Начальное давление	$P_1, \text{ МПа}$	0,1
Постоянная величина вредного пространства	$c, \%$	1 – 5
Потери давления:		
на всасывание	$\Delta P_{\text{вс}}, \text{ МПа}$	0,005
на нагнетание	$\Delta P_{\text{н}}, \text{ МПа}$	0,01

1. Теоретическая объёмная производительность компрессора $\text{м}^3/\text{с}$:

$$V_T = \frac{V_g}{\lambda} = \frac{0,5}{0,8} = 0,62 \text{ м}^3/\text{с},$$

где $\lambda = 0,8 \div 0,9$ – коэффициент подачи маслозаполненного винтового компрессора. Принимаем $\lambda = 0,8$ [1].

2. Изэнтропийная мощность компрессора, кВт:

$$N_S = V_g \rho \frac{k}{k-1} R T_1 (\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1);$$

$$N_S = 114 \text{ кВт}.$$

3. Эффективная мощность, кВт:

$$N_e = \frac{N_S}{\eta_e} = \frac{114}{0,65} = 175,4 \text{ кВт},$$

где $\eta_e = 0,65 \div 0,7$ – эффективный КПД. Принимаем $\eta_e = 0,65$.

По эффективной мощности с учётом запаса $5 \div 10 \%$ подбирают электродвигатель.

4. Предварительное значение внешнего диаметра винтов, м:

$$D_1 = \sqrt{\frac{\pi \cdot V_T}{k_u \cdot k_l \cdot k_f \cdot z_1 \cdot u_1}} = \sqrt{\frac{3,14 \cdot 0,62}{0,97 \cdot 1 \cdot 0,1184 \cdot 4 \cdot 40}} = 0,325 \text{ м},$$

где $k_u = 0,97$ – коэффициент использования объёма парной полости; $k_l = \frac{l_b}{D_1}$, ($k_l = 1 \div 1,35$) – относительная длина винтов; $k_f = 0,1184$ – коэффициент площади парной полости (коэффициенты взяты из типоразмерного ряда винтовых компрессоров); $z_1 = 4$ – число зубьев ведущего винта; $u_1 = 40$ м/с – окружная скорость на внешней окружности винта [1].

5. Частота вращения, c^{-1} :

$$n_1 = \frac{u_1}{(\pi \cdot D_1)} = \frac{40}{(3,14 \cdot 0,325)} = 39 \text{ c}^{-1}.$$

6. Длина винта, м:

$$l_b = k_l \cdot D_1 = 1,35 \cdot 0,325 = 0,44 \text{ м.}$$

7. Передаточное число при $z_2 = 6$ будет:

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{6}{4} = 1,5.$$

8. Межосевое расстояние, м:

$$A = 0,8 \cdot D_1 = 0,8 \cdot 0,325 = 0,26 \text{ м.}$$

9. Диаметры начальных окружностей, м:

$$d_{1H} = \frac{2A}{1 + i_{12}} = \frac{2 \cdot 0,26}{2,5} = 0,208 \text{ м.}$$

$$d_{2H} = i_{12} \cdot d_{1H} = 1,5 \cdot 0,208 = 0,312 \text{ м.}$$

10. Диаметры окружностей впадин винтов, м:

$$d_{1BП} = d_{2BП} = 0,6 D_1 = 0,195 \text{ м.}$$

11. Высота головки зуба, м:

$$a = 0,18 D_1 = 0,058 \text{ м.}$$

12. Высота ножки зуба, м:

$$r_0 = 0,02 D_1 = 0,0065 \text{ м.}$$

13. Ход винтовой линии, м:

$$h_1 = 1,6 D_1; h_1 = 0,52 \text{ м.}$$

$$h_2 = i_{12} h_1; h_2 = 0,78 \text{ м.}$$

Задача 7. Расчет центробежного компрессора. Определение основных размеров

Исходные данные

Холодопроизводительность	Q_0 , кВт	100
Температура:		
кипения	T_0 , К	258
конденсации	T , К	303
Рабочее вещество		R717

1. Коэффициент изменения объёма:

$$k_v = \frac{v_1}{v_2} = \frac{0,5}{0,14} = 3,57.$$

2. Выбираем угол выхода лопаток $\beta_{Л2} = 45^\circ$; коэффициент политропного КПД $\eta_{пол} = 0,82$ [1].

3. Изоэнтропа процесса сжатия:

$$k = \frac{\ln \pi_k}{\ln k_v} = \frac{\ln 4,8}{\ln 3,57} = 1,2.$$

4. Значение числа изоэнтропы:

$$\sigma = \frac{k}{(k-1)} = \frac{1,2}{0,2} = 6.$$

5. Адиабатный КПД:

$$\eta_S = \frac{(\pi_k^{1/\sigma} - 1)}{(\pi_k^{1/\sigma \eta_{пол}} - 1)} = \frac{(\pi_k^{1/6} - 1)}{(\pi_k^{1/(6 \cdot 0,82)} - 1)} = 0,81.$$

6. Удельная работа при политропном сжатии, кДж/кг:

$$l = \frac{l_s}{\eta_s} = \frac{220}{0,81} = 272 \text{ кДж/кг.}$$

7. Энтальпия в конце политропного сжатия, кДж/кг:

$$i_k = i_1 + l = 1670 + 272 = 1942 \text{ кДж/кг.}$$

8. Внутренняя мощность компрессора, кВт:

$$N_i = G \cdot l = 0,089 \cdot 272 = 24,2 \text{ кВт.}$$

9. Холодильный коэффициент:

$$\varepsilon = \frac{Q_o}{N_i} = \frac{100}{24,2} = 4,13.$$

10. Условное число $M_u = 1,1$ (принято) [1].

11. Скорость звука на входе в колесо, м/с:

$$a_H = \sqrt{\kappa \cdot P_1 \cdot V_1} = \sqrt{1,3 \cdot 0,25 \cdot 10^6 \cdot 0,5} = 403 \text{ м/с,}$$

где $\kappa - 1,3$ коэффициент адиабаты аммиака.

12. Окружная скорость, м/с:

$$U_2 = M_u \cdot a_H = 1,1 \cdot 403 = 443 \text{ м/с.}$$

Из условий прочности для алюминиевых колес $U_2 \leq 300 \div 350$ м/с, для титановых $U_2 \leq 450$ м/с [1].

13. Для колеса первой ступени принимаем коэффициент расхода $\varphi_{2r} = 0,24$, число лопаток $z_2 = 24$, поправку на дисковое трение $(1 + \beta_{pr} + \beta_{tr}) = 1,045$. Коэффициент теоретической работы колеса $\varphi_{2u} = 0,67$.

14. Коэффициент мощности:

$$\chi = (1 + \beta_{pr} + \beta_{tr}) \cdot \varphi_{2u} = 1,045 \cdot 0,67 = 0,7.$$

15. Число ступеней сжатия:

$$z_{\text{CT}} = \frac{(i_k - i_1) \cdot 1000}{(\chi \cdot U_2^2)} = \frac{(1942 - 1670) \cdot 10^3}{(0,7 \cdot 403^2)} = 2,4.$$

Округляем до большего значения $z_{\text{CT}} = 3$.

16. Уточненное значение окружной скорости, м/с:

$$U_2 = \sqrt{\frac{(i_k - i_1) \cdot 10^3}{(z_{\text{CT}} \cdot \chi)}} = \sqrt{\frac{(1942 - 1670) \cdot 10^3}{(3 \cdot 0,7)}} = 360 \text{ м/с}.$$

17. Число $M_u = \frac{U_2}{a_H}; M_u = \frac{360}{403} = 0,89$.

18. Относительная ширина лопатки $\bar{b} = \frac{b_2}{D_2}; \bar{b} = 0,075 \dots 0,045$.

19. Коэффициент стеснения лопатки $\tau_2 = 0,91$.

20. Диаметр колеса, м²:

$$D_2 = \sqrt{\frac{G \cdot v_1}{(\pi \cdot \tau_2 \cdot u_2 \cdot \varphi_{2r} \cdot \bar{b}_2)}} = \sqrt{\frac{0,089 \cdot 0,5}{(3,14 \cdot 0,91 \cdot 360 \cdot 0,24 \cdot 0,05)}} = 0,26 \text{ м}^2.$$

$$b_2 = \bar{b}_2 \cdot D_2 = 0,05 \cdot 0,26 = 0,013 \text{ м}.$$

21. Частота вращения:

$$n = \frac{u_2}{(\pi \cdot D_2)} = \frac{300}{(3,14 \cdot 0,26)} = 441 \text{ с}^{-1}.$$

Задача 8. Расчет аммиачного кожухотрубного конденсатора

Теплофизические свойства веществ представлены в прил. 1. Кожухотрубный конденсатор выполнен из стальных труб диаметром 20 x 3,0 мм, $\lambda_c = 45 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$. Среднее число труб по высоте $n = 4$. В межтрубном пространстве конденсируется холодильный агент, а внутри труб движется охлаждающая вода. Тепловая нагрузка и температура конденсации принимается по задаче 1 и записывается в табл. 10.

Таблица 10

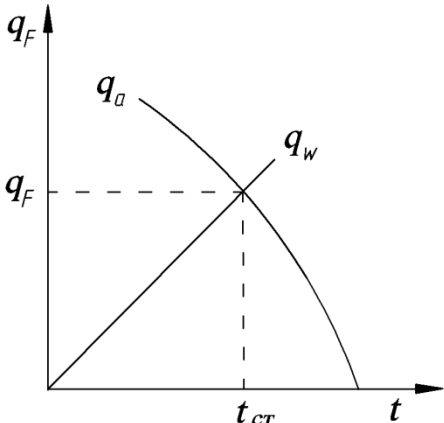
Результаты расчета

Определяемая величина	Формула	Результат
-----------------------	---------	-----------

1	2	3
Температура воды на выходе из конденсатора, °C	$t_{w2} = t - \Delta t_1$	
Разность температур, °C	$\Delta t_1 = 3 \div 4$	
Температура воды на входе, °C	$t_{w1} = t_{w2} - \Delta t_2$	
Нагрев воды, °C	$\Delta t_2 = 5 \div 6$	
Средняя логарифмическая разность температур, °C	$Q_m = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\ln \frac{t - t_{w1}}{t - t_{w2}}}$	
Скорость движения воды в трубах, м/с	$W = 1 \div 1,5$	
Критерий Рейнольдса Re (теплофизические свойства воды принимаются при средней температуре воды)	$Re = \frac{wd_{BH}}{v}$	
Критерий Нуссельта	$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43}$	
Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к воде, Вт/мК	$\alpha_w = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{BH}}$	
Термическое сопротивление стенки трубы, $\frac{м^2 \cdot К}{Вт}$	$R_T = \frac{\delta_T}{\lambda_c}$	
Коэффициент А	$A = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + R_T}$	

Окончание табл. 10

1	2	3
Плотность теплового потока к воде, как функцию $q_w = f(t_{CT})$ температуры стенки t_{CT} при средней температуре воды, Вт/м ²	$q_w = A(t_{CT} - t_{wcp})$	
Коэффициент В	$B = 0,725 \cdot 4 \sqrt{\frac{r \rho^2 \lambda^3 g}{\mu d_H}} \cdot n^{-0,167}$	
	Результат	
Плотность теплового потока от рабочего тела $q_a = f(t_{CT})$, Вт/м ²	$q_a = B(t - t_{CT})^{0,75}$	
Действительная плотность теплового потока определяется графическим решением системы уравнений	$\begin{cases} q_w = A(t_{CT} - t_{wcp}) \\ q_a = B(t - t_{CT})^{0,75} \end{cases}$	
	Результат	

Теплопередающая поверхность конденсатора, м ²	$F = \frac{Q}{q_F}$	
Длина трубок, м	$L = \frac{F}{(\pi d_{BH})}$	
Точка пересечения прямой $q_w = f(t_{CT})$ и кривой $q_a = f(t_{CT})$ дает действительную плотность теплового потока q_F , Вт/м ²		
Расход воды, кг/с	$G_w = \frac{Q}{(c_p \cdot \Delta t_w)}$	
Число трубок	$n_1 = \frac{4G_w}{\pi d_{BH}^2 \omega \rho_w}$	
Конструктивная длина аппарата при числе заходов $Z = 4 \div 6$, м	$l = \frac{F}{\pi d_{BH} Z}$	

Задача 9. Расчет аммиачного кожухотрубного испарителя

Испаритель выполнен из стальных труб диаметром 20 x 3,0 мм. В межтрубном пространстве кипит аммиак, а внутри труб движется водный раствор хлористого кальция. Скорость движения рассола $\omega = 1 - 1,5$ м/с. Результаты записать в табл. 11.

Таблица 11

Результаты расчета

Определяемая величина	Формула	Результат
1	2	3
Температура рассола на входе в испаритель, °C	$t_{s1} = t_o + (5 \div 6)$	
Температура рассола на выходе, °C	$t_{s2} = t_{s1} + (3 \div 4)$	
Средняя логарифмическая разность температур, °C	$\Theta_m = \frac{t_{s1} - t_{s2}}{\ln \frac{t_{s1} - t_o}{t_{s2} - t_o}}$	
Критерий Нуссельта	$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43}$	
Критерий Рейнольдса Re (теплофизические свойства рассола определяются при средней температуре рассола, которая должна быть выше температуры замерзания рассола t_3)	$Re = \frac{w d_{BH}}{\nu}$	

Коэффициент теплоотдачи от рассола к стенке трубы, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$	$\alpha_s = \text{Nu} \cdot \frac{\lambda}{d_{\text{BH}}}$	
Термическое сопротивление стенки трубы, $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$	$R_T = \frac{\delta_T}{\lambda_c}$	
Коэффициент А	$A = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_s} + R_T}$	
Плотность теплового потока к рассолу, как функция температуры стенки t_{CT} при средней температуре рассола, Вт/м^2	$q_s = A(t_{\text{scp}} - t_{\text{CT}})$	

Окончание табл. 11

1	2	3
Плотность теплового потока от стенки к рабочему телу, Вт/м^2	$q_a = 580(t_{\text{CT}} - t_o)^{1,667}$	
Действительная плотность теплового потока определяется графическим решением системы уравнений q_F , Вт/м^2	$\begin{cases} q_s = A(t_{\text{scp}} - t_{\text{CT}}) \\ q_a = 580(t_{\text{CT}} - t_o)^{1,667} \end{cases}$	
Теплопередающая поверхность испарителя, м^2	$F = \frac{Q_o}{q_F}$	
Длина трубок, м	$L = \frac{F}{(\pi d_{\text{BH}})}$	
Расход теплоносителя, кг/с	$G_s = \frac{Q_o}{(c_p \cdot \Delta t_s)}$	
Число трубок	$n = \frac{4G_s}{\pi d_{\text{BH}}^2 \omega \rho}$	
Конструктивная длина аппарата при числе заходов $Z = 4 \div 6$, м	$l = \frac{F}{\pi d_{\text{BH}} Z}$	

Задача 10. Расчёт брызгального бассейна

Общая тепловая нагрузка $Q = 3$ МВт. Расчётные температуры и влажность наружного воздуха г. Омска $\varphi_H = 60$ %, $t_H = 31$ °С.

1. По диаграмме влажного воздуха при $i = \text{const}$ определяем температуру мокрого термометра $t_M = 14,5$ °С.

2. Задаёмся теплоперепадом при охлаждении воды $\Delta t_w = 2 \div 5$ °C; коэффициентом эффективности брызгального бассейна $\eta = 0,3 \div 0,45$.

3. Температура воды, поступающей в брызгальный бассейн:

$$t_{w2} = t_M + \frac{\Delta t_M}{\eta} = 19,5 + \frac{4}{0,4} = 29,5 \text{ °C}.$$

4. Температура на выходе:

$$t_{w1} = t_{w2} - \Delta t_w = 29,5 - 4 = 25,5 \text{ °C}.$$

5. Гидравлическая нагрузка:

$$W = \frac{Q}{(c_w \cdot \rho_w \cdot \Delta t_w)} = \frac{3000}{(4,19 \cdot 998 \cdot 4)} = 0,179 \text{ м}^3/\text{с}.$$

6. Площадь поперечного сечения:

$$F_o = \frac{Q}{q_F} = \frac{3000}{4,4} = 682 \text{ м}^2,$$

где $q_F = 1,8 \div 4,7$ кВт/м² – удельная тепловая нагрузка.

7. Удельная гидравлическая нагрузка:

$$H_w = \frac{W}{F_o} = \frac{0,179}{682} = 2,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{м}^2.$$

Рекомендуемая удельная нагрузка: $H_w = 2 \cdot 10^{-4} \div 3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{м}^2$.

8. В качестве разбрызгивающих сопел принимаем сопла размером 50/25 мм.

9. Напор перед соплом 5 м вод. ст. при производительности сопел $q_w = 5,19 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

10. Количество сопел:

$$n = \frac{W}{q_w} = \frac{0,179}{5,19 \cdot 10^{-3}} = 34.$$

Сопла располагаем в два ряда по 17 штук.

Типовые вопросы к экзамену в 4 семестре:

1. Введение. Назначение трансформаторов тепла.
2. Область использования трансформаторов тепла.
3. Классификация трансформаторов тепла.
4. Циклические, квазициклические и нециклические процессы в трансформаторах тепла.
5. Эксергетический метод анализа систем трансформации тепла. Определение значения эксергии.
6. Основные термодинамические зависимости.
7. Хладоносители.
8. Назначение и классификация нагнетательных и расширительных машин.
9. Термогазодинамические основы процессов сжатия и расширения.
10. Компрессоры объемного действия.
11. Компрессоры кинетического действия (турбокомпрессоры).
12. Поршневые детандеры.
13. Турбодетандеры. Насосы.
14. Удельные энергозатраты и КПД компрессионных трансформаторов тепла.
15. Энергетический и эксергетический балансы компрессионных трансформаторов тепла.
16. Методика расчета одноступенчатых трансформаторов тепла.
17. Применение двухступенчатых теплонасосных установок в системах теплоснабжения.
18. Основные методы регулирования компрессионных трансформаторов тепла. Условия установившегося режима.
19. Характеристики основных элементов трансформатора тепла.
20. Принцип действия идеальных абсорбционных установок и удельный расход тепла в них.
21. Абсорбционно-диффузионные холодильные установки.
22. Энергетическое сравнение абсорбционных и компрессионных холодильных установок.
23. Типы струйных трансформаторов тепла.
24. Принципиальная схема и КПД струйного компрессора.
25. Расчет геометрических размеров струйных компрессоров.
26. Характеристики струйного компрессора.
27. Принципиальная схема вихревой трубы и процесс ее работы.
28. Принципиальная схема и КПД парожетторных холодильных установок.
29. Особенности газожидкостных трансформаторов тепла.
30. Низкотемпературная тепловая изоляция.
31. Особенности процессов в газовых трансформаторах тепла.
32. Идеальные газовые циклы со стационарными процессами.
33. Реальные газовые циклы и квазициклы со стационарными процессами.
34. Особенности и классификация электрических и магнитных трансформаторов тепла.
35. Физические основы работы термоэлектрических и термомагнитных трансформаторов тепла.
36. Термоэлектрические и термомагнитоэлектрические трансформаторы тепла.