

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РФ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«КАЗАНСКИЙ (ПРИВОЛЖСКИЙ) ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

НАБЕРЕЖНОЧЕЛНИНСКИЙ ИНСТИТУТ

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТРАНСФОРМАЦИИ
ЭНЕРГИИ ТЕПЛОВОГО НАСОСА**

Учебно-методическое пособие

по дисциплинам

*«ТЕПЛОМАССООБМЕННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ПРЕДПРИЯТИЙ»
и «ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГО- И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЯ В ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКЕ»*

Набережные Челны

2018

Определение коэффициента трансформации энергии теплового насоса: Учебно-методическое пособие по дисциплинам «Тепломассообменное оборудование предприятий», «Проблемы энерго- и ресурсосбережения в теплоэнергетике» для студентов направлений подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника». / И.М. Арсланов, Д.И. Исрафилов, С.И. Харчук. - Набережные Челны: Издательско-полиграфический центр Набережночелнинского института (филиала) КФУ, 2018. - 30 с.

Рассматриваются вопросы экспериментального определения параметров теплового насоса. Приведен пример экспериментального определения. Для студентов направлений подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника».

Рецензент: д.т.н., профессор Звездин В.В.

Печатается по решению учебно-методической комиссии отделения информационных технологий и энергетических систем Набережночелнинского института (филиала) Казанского (Приволжского) федерального университета.

Оглавление

Теоретические основы	4
1. Порядок выполнения экспериментальной работы	7
1.1. Цели экспериментальной работы	7
1.2. Задание для выполнения экспериментальной работы.....	7
1.3. Порядок обработки результатов измерений	8
1.4. Описание экспериментальной установки.....	8
2. Пример выполнения экспериментальной работы	14
2.1. Расчет гидравлических потерь в магистралях.	21
2.2. Расчёт дросселя ТНУ.....	27
Список используемой литературы	29
Принятые сокращения	29
Принятые обозначения величин и их размерности	30
Принятые индексы величин	30

Теоретические основы

Тепловой насос — устройство для переноса тепловой энергии от источника низкопотенциальной тепловой энергии (с низкой температурой) к потребителю (теплоносителю) с более высокой температурой, при этом затрачивается механическая энергия. Термодинамически тепловой насос представляет собой обращённую холодильную машину.

Цикл теплового насоса.

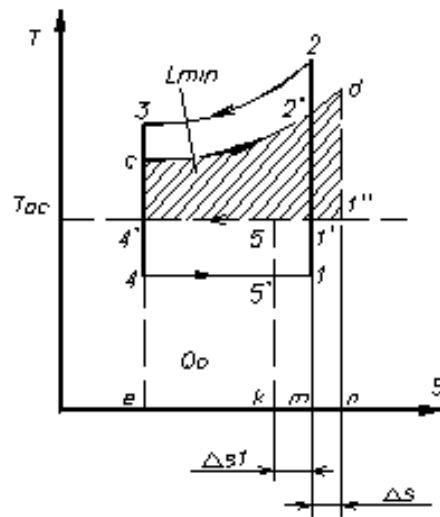


Рис. 1. Цикл теплового насоса в T - S-диаграмме.

Теплообмен между рабочим телом и источником высокой температуры протекает при конечной разности температур необратимо. В результате такого теплообмена увеличивается энтропия:

$$(S_d - S_c) - (S_2 - S_3) = \Delta S$$

Площадь под процессом 4 - 1, характеризующая количество подведенного тепла к рабочему телу, равна площади e - 4' - 5 - k, следовательно, процесс 5 - 4' характеризует убывание энтропии окружающей среды:

$$(S_1 - S_4) - (S_5 - S_4') = \Delta S_1 > 0$$

Степень термодинамического совершенства этого цикла, как и в холодильном цикле, характеризуется коэффициентом обратимости. Для энергетической оценки цикла вводят коэффициент преобразования (трансформации) энергии

$$j = Q / L$$

или

$$j = E + 1$$

Если холодильная машина работает по теплофикационному циклу, то для энергетической оценки этот цикл рассматривают как два: цикл теплового насоса и цикл холодильный, границей между которыми является температура окружающей среды.

Методика расчета одноступенчатого теплового насоса.

Принципиальная схема установки приведена на Рис. 2.

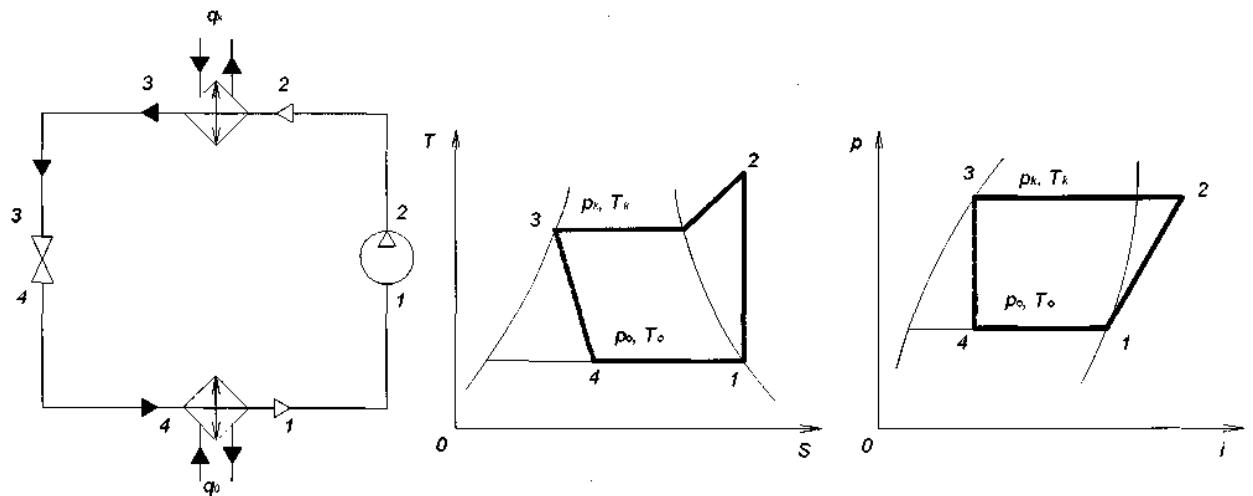


Рис. 2. Схема и цикл одноступенчатого теплового насоса.

Исходными данными являются холодопроизводительность - Q_0 , температура кипения - T_0 , температура конденсации - T_k .

В соответствии со схемой и циклом теплового насоса по диаграмме (рис. 3.) определяют параметры узловых точек: давление P , температуру T , энталпию i и удельный объем v .

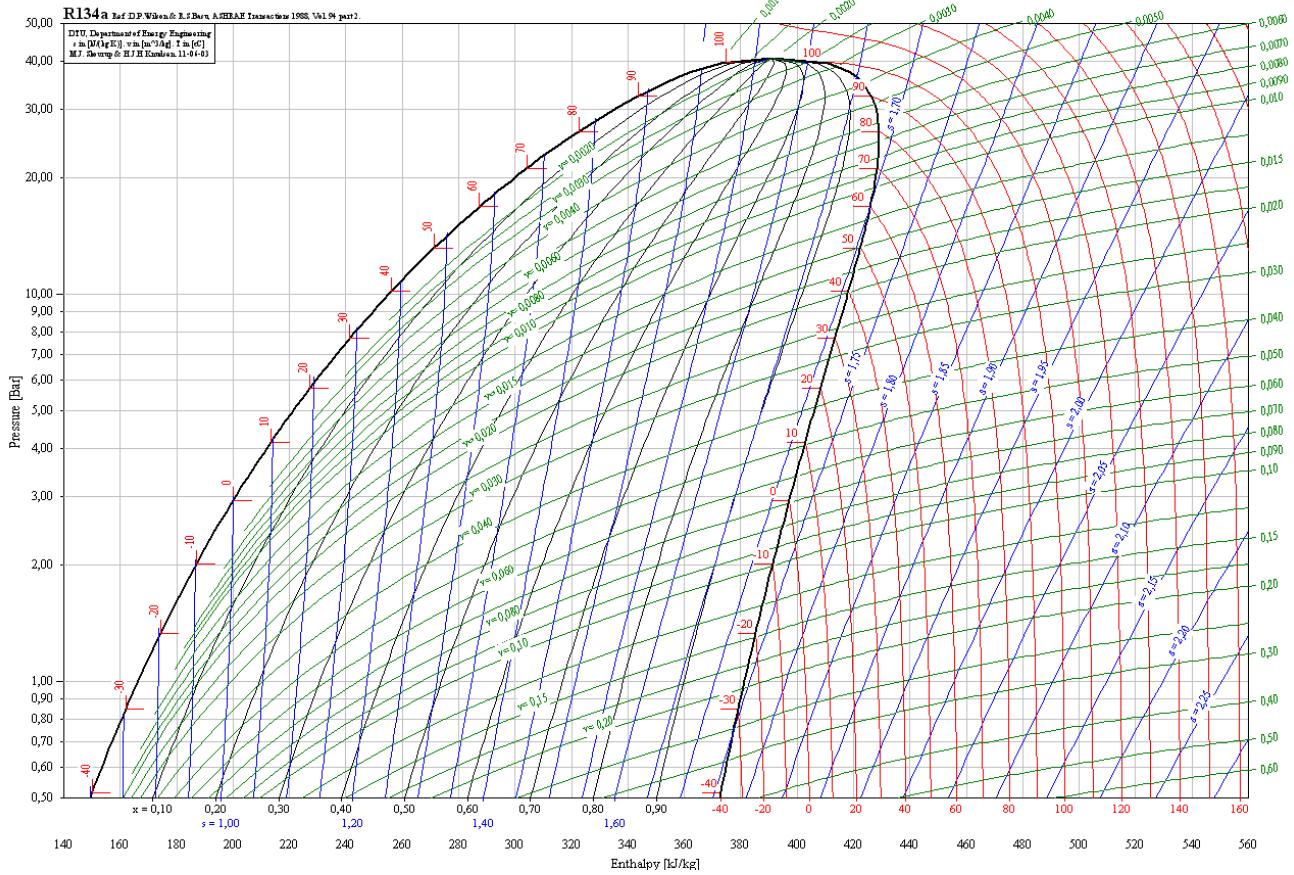


Рис. 3. Диаграмма состояния фреона R134a.

Удельная массовая холодопроизводительность:

$$q_0 = i_1 - i_4, \text{Дж/кг} \quad (1)$$

Удельная объёмная холодопроизводительность:

$$q_v = q_0 / v_1, \text{Дж/м}^3 \quad (2)$$

Удельная теплота отводимая от конденсатора:

$$q_k = i_2 - i_3, \text{Дж/кг} \quad (3)$$

Удельная изоэнтропная работа цикла:

$$l_s = q_k - q_0, \text{Дж/кг} \quad (4)$$

Холодильный коэффициент теоретический:

$$\varepsilon_m = q_0 / l_s \quad (5)$$

Массовый расход рабочего вещества в машине:

$$G_a = Q_0 / q_0, \text{кг/с} \quad (6)$$

Изоэнтропная мощность компрессора:

$$N_s = G_a \cdot l_s, Bm \quad (7)$$

Действительная объёмная производительность компрессора:

$$V\partial = G_a \cdot v_1, m^3/c \quad (8)$$

1. Порядок выполнения экспериментальной работы

1.1. Цели экспериментальной работы

1. изучение устройства экспериментальной установки «Тепловой насос» и ознакомление с цепочкой переноса тепловой энергии от источника низкопотенциальной тепловой энергии к потребителю с более высокой температурой по варианту 1 (рис.5) и варианту 2 (рис.6);
2. изучение устройства лабораторного стенда «Тепловой насос»;
3. изучение методики и порядка проведения эксперимента;
4. изучение методики расчета и обработки результатов измерений
5. проведение эксперимента с целью определения «коэффициента трансформации энергии теплового насоса».

1.2. Задание для выполнения экспериментальной работы

1. выбрать вариант 1 или 2; запустить установку с преподавателем; во время эксперимента произвести измерения величин параметров хладагента, нагреваемой жидкости, охлаждаемой жидкости, электрической энергии и записать эти величины в таблицы опытных данных;
2. построить графики изменения:
 - 2.1. температуры хладагента по времени;
 - 2.2. температуры нагреваемой жидкости по времени;
 - 2.3. температуры охлаждаемой жидкости по времени.
3. построить графики изменения:
 - 2.1. энергии, отобранной у низкопотенциального источника теплоты (НИТ) по времени;
 - 2.2. энергии, переданной высокопотенциальному источнику теплоты (ВИТ) по времени;
 - 2.3. затраченной электроэнергии по времени.
3. определить экспериментальную величину «коэффициента трансформации энергии ТА» на основе данных, полученных при проведении эксперимента на экспериментальной установке «Тепловой насос»;
4. определить теоретическую величину «коэффициента трансформации энергии ТА» по «i-s диаграмме состояния фреона» (рис. 3.) и сравнить с экспериментальным значением.

1.3. Порядок обработки результатов измерений

1. Вычислить количество затраченной электроэнергии за время снятия показаний:

$$E_{\text{эл.}} = I \cdot U \cdot \tau, \text{Дж} \quad (9)$$

где I – сила тока (А); U – напряжение (В); τ – время (сек.)

2. Вычислить количество затраченной энергии на нагрев и охлаждение воды:

При включении стенда по одному из вариантов:

$$E_{\text{нагрев}} = c m \cdot (t_{\text{нач.}} - t_{\text{кон.}}), \text{Дж} \quad (10)$$

$$E_{\text{охл.}} = c m (t_{\text{нач.}} - t_{\text{кон.}}), \text{Дж} \quad (11)$$

где c - удельная теплоемкость воды равная 4,19 кДж/(кг*К); m – масса жидкости в ёддрах (кг);

$t_{\text{нач.}}$, $t_{\text{кон.}}$ - температуры нагреваемого и охлаждаемого теплоносителя (в данной работе – вода).

3. Вычислить коэффициент трансформации энергии:

$$K = (E_{\text{нагрев}} + E_{\text{охл.}}) / E_{\text{эл.}} \quad (12)$$

1.4. Описание экспериментальной установки

Экспериментальная установка состоит из вертикальной стойки 2 (рис. 4.), которая установлена на столе. На стойке расположены два манометра 10 и смотровое стекло 3.

На столе через резиновые амортизаторы закреплен болтами мотор-компрессор 15. Мотор-компрессор хладоновый, герметичный, кривошипно-кулисный с вертикальной осью вращения, одноступенчатый предназначен для осуществления термодинамического цикла с целью передачи тепла на более высокий температурный уровень.

Агрегат теплового насоса представляет собой замкнутую герметичную систему, состоящую из мотор-компрессора 15, двух теплообменников 4, фильтра-осушителя 17, смотрового стекла 3, манометров 10, вентиляй 5, капиллярной трубки, трубопроводов 11, а также включает в себя пусковую и защитную автоматическую аппаратуру.

Теплообменники гладкотрубные с конвективным теплообменом 4 помещены в емкости с водой. В зависимости от направления движения хладагента, задаваемого вентилями 5, один из теплообменников может быть либо конденсатором, либо испарителем. Фильтр-осушитель 17 осуществляет очистку хладагента от механических примесей и влаги, а смотровые стекла 3 позволяют визуально контролировать агрегатное состояние фреона и наличие или отсутствие в нем влаги.

Манометры 10 высокого и низкого давлений позволяют измерять давление в двух точках гидропневматической системы стенда.

Все электрические приборы и детали холодильного агрегата закреплены на лицевой стороне стойки 2 либо внутри нее. Электродвигатель компрессора однофазный двухполюсный асинхронный. Управление пусковой обмоткой осуществляется пусковое реле, соединенное в один блок с защитным реле и установленное на кожухе компрессора. Повторное включение электродвигателя допускается не ранее, чем через 4...5 минут.

Электрические измерения тока и напряжения осуществляются вольтметром 6 и амперметром 7, а расход - счетчиком электроэнергии 8.

Для обеспечения безопасной работы со стеном электрический ток подается через устройство автоматического отключения, реагирующее на ток короткого замыкания, а также магнитный пускател, состоящий из контактора и кнопок «ПУСК» и «СТОП», который отключает стенду при перерыве в подаче электроэнергии и включает его вновь лишь при повторном нажатии кнопки «ПУСК». Реле давления 18 установлено для защиты от перегрузки электродвигателя компрессора при аварийных отклонениях давления хладагента в системе.

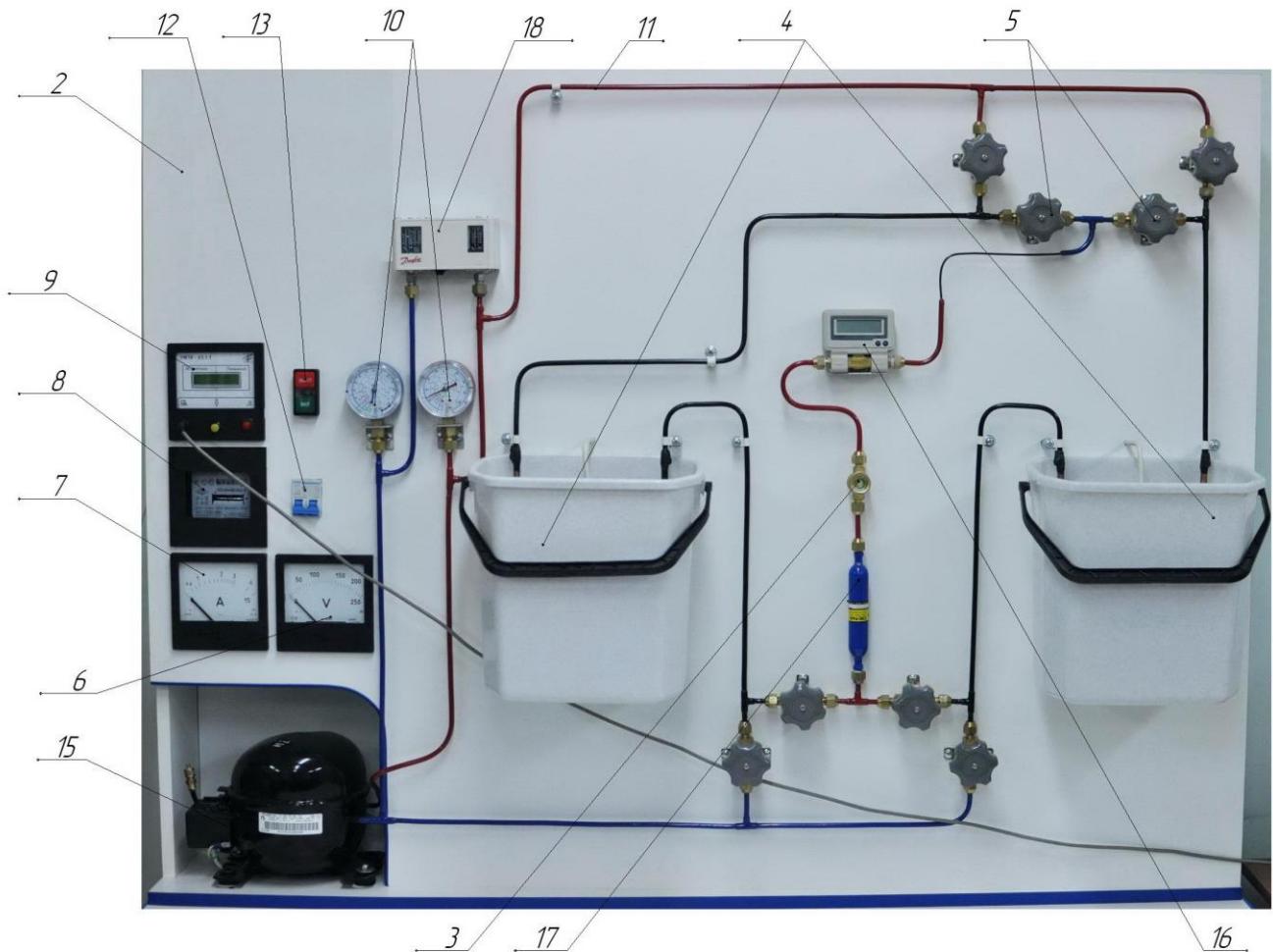


Рис. 4. Общий вид экспериментальной установки «Тепловой насос»

Порядок проведения работы:

1. Запуск экспериментальной установки.

1.1. Включить вилку в розетку.

1.2. Поднять до щелчка вверх рычажок автомата защитного отключения 13.

1.3. Открыть вентили в соответствии с выбранным вариантом движения хладагента на схеме, изображенной на рис. 4.5. (продублирована на лицевой панели стойки).

1.4. Нажать кнопку «ПУСК», при этом запустится компрессор.

1.5. Для того, чтобы не заменять воду в сосудах, предусмотрена возможность изменения направления движения хладагента в соответствии с одним из вариантов схемы (см. рис. 4.5. и рис. 4.6.): кнопкой «Стоп» останавливается компрессор и через 5 минут вентили устанавливаются по второму варианту схемы, компрессор запускается.

Примечание:

- пуск установки производится в присутствии преподавателя;

- во время работы стенда могут изменяться термодинамические параметры сред в ёмкостях и для регулирования давления (и температуры) необходимо прикрывать вентиль, расположенный после капиллярной трубы по ходу движения хладагента, дополнительно его дросселируя.

2. Произвести измерения температуры

2.1. Измерение температуры производится после включения стенда кнопкой «пуск», необходимо нажать выключатель измерителя температуры на лицевой панели. 2...3 секунды измеритель самотестируется, затем на индикаторе появляются на крайнем левом знакоместе цифра «i» (номер канала, подключенного к индикации), а в правой части индикатора - измеренное значение температуры. После 5 минут прогрева измеритель будет соответствовать паспортным, метрологическим характеристикам. Для вывода на индикатор измеренных значений температуры по другим каналам необходимо нажимать на кнопку «выбор канала» соответствующее количество раз, так же имеется возможность, снимать данные замеров измерителя температуры с помощью ПЭВМ.

Примечание:

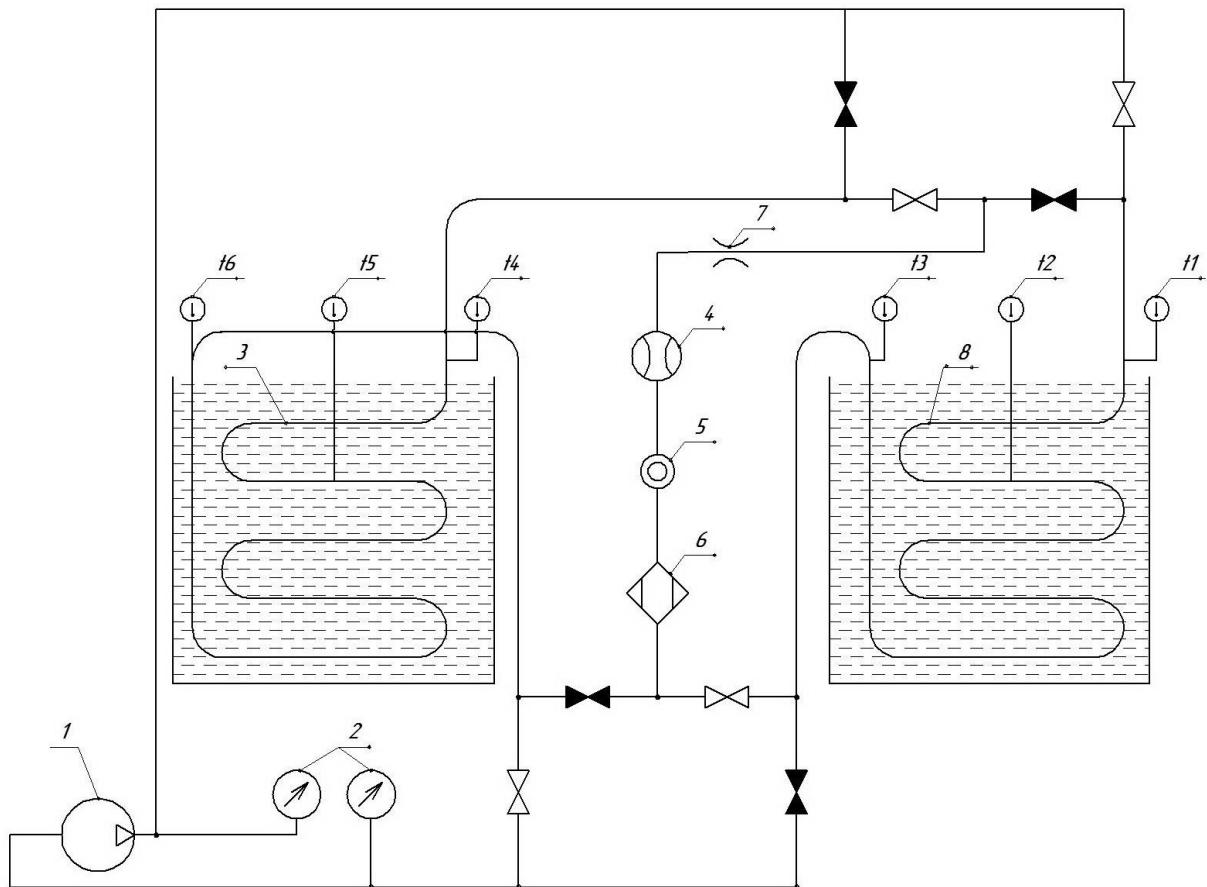
- Работа измерителя температуры совместно с ПЭВМ - блок подключается к ПЭВМ через разъем COM2 по стандарту RS-232 по трехпроводной схеме.

Обмен осуществляется с помощью специальной программы. Дальнейшая обработка данных в ПЭВМ осуществляется программами потребителя.

3. Произвести замеры давлений, силы тока и напряжения.

3.1. Производятся замеры давлений во всасывающей $P_{всас}$ и нагнетающей линиях $P_{наг}$, замеряется величина силы тока I на амперметре, напряжения U на вольтметре, а так же засекается время снятия показаний.

Вариант 1

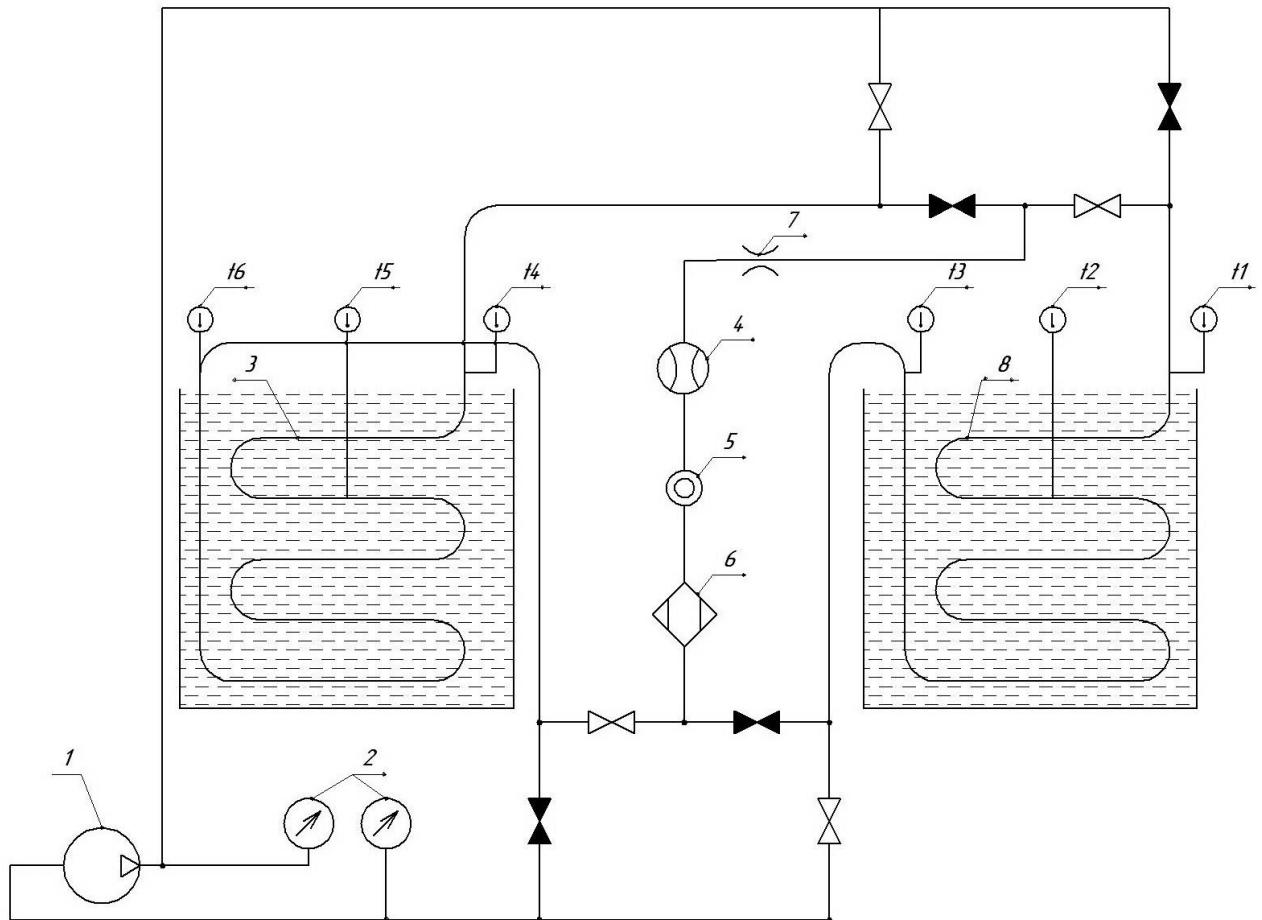


- 1 - Компрессор
- 2 - Манометры
- 3,8 - Теплообменники
- 4 - Расходомер
- 5 - Стекло смотровое
- 6 - Фильтр-осушитель
- 7 - Капиллярная трубка
- t1..t6 - Термопары

- ▷ - вентиль открыт
- ☒ - вентиль закрыт
- — магистраль высокого давления
- — магистраль низкого давления

Рис. 5. Гидропневматическая схема экспериментальной установки «Тепловой насос»

Вариант 2



1 – Компрессор
 2 – Манометры
 3,8 – Теплообменники
 4 – Расходомер
 5 – Стекло смотровое
 6 – Фильтр-осушитель
 7 – Капиллярная трубка
 $t_1..t_6$ – Термопары

△ – вентиль открыт
 ▲ – вентиль закрыт
 — — магистраль высокого давления
 — — магистраль низкого давления

Рис. 6. Гидропневматическая схема экспериментальной установки «Тепловой насос»

Измеренные значения P , t , τ , I , U сводятся в таблицу 1:

$$I = \underline{\quad} A$$

$$U = \underline{\quad} B$$

Таблица 1. Результаты опытных данных

№	Время	Температура						Давление	
		τ	t_1	t_2	t_3	t_4	t_5	t_6	$P_{наг}$
	мин	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	бар

По зависимостям (9) - (12) произвести вычисления и занести результаты в таблицу 2:

Таблица 2. Результаты расчётных данных

№	Время	Энергия			Коэффициент трансформации K
		$E_{эл.}$	$E_{нагрев}$	$E_{охл.}$	
	мин	Дж	Дж	Дж	

По значениям из таблиц 1 и 2 нужно построить следующие графические зависимости:

- изменения температуры хладагента, нагреваемой и охлаждаемой жидкости в зависимости от времени;
- изменения давления хладагента во всасывающей и нагнетающей линиях в зависимости от времени
- количество энергии отобранной у НИТ, переданной ВИТ и затраченной электроэнергии в зависимости от времени.

По i-s диаграмме определить коэффициент трансформации K и сравнить с экспериментальным значением.

В заключение необходимо представить выводы по результатам работы.

2. Пример выполнения экспериментальной работы

Согласно описанию экспериментальной работы были произведены измерения температур, давлений во всасывающей $P_{всас}$ и нагнетающей линиях $P_{наг}$, замерена величина силы тока I на амперметре, напряжения U на вольтметре, время снятия показаний и занесены в таблицу 2.1.

Таблица 2.1. Результаты опытных данных

№	Время	Температура						Давление	
		t	t_1	t_2	t_3	t_4	t_5	t_6	$P_{наг}$
	мин	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	бар
1	0	21	19,8	20,8	20,6	20	20,6	5	4,8
2	1	21,7	19,8	20,5	19,9	20	17,8	6,5	4,9
3	2	23,9	19,8	20,9	19,9	20	7	6,6	4,9
4	3	26	19,8	20,3	19,9	20	5,7	6,8	5
5	4	27,5	19,8	20,4	19,9	20	5,8	8,2	4,4
6	5	29,5	19,8	21,2	20	20	5,8	10,5	3,9
7	7	31,4	19,9	22,1	20	19	6,4	10,8	3,9
8	9	34,8	20,6	23,3	19,5	19	6,8	11	4
9	11	36	22,2	24,4	18,9	18	7,3	11	4
10	13	36,3	23,6	24,5	18,5	17,5	7,4	11,5	4,1
11	15	37,1	24,3	25,6	17,8	17	8,1	11,6	4,2
12	17	37,9	25,7	26,8	17,2	16,5	8,8	11,7	4,2
13	19	37,9	26,5	27,1	17	16	8,8	12	4,3
14	21	38,9	27,4	28,2	16	15	9,7	12,3	4,4
15	23	39,8	28,8	29,4	15	14,5	10,3	12,4	4,4
16	25	39,6	30	29,4	14,7	14	10,3	12,5	4,4
17	27	40,6	30,3	31,1	13	13,5	10,9	12,7	4,4
18	29	41,2	31,4	31,9	12,6	13,5	11,3	12,8	4,5
19	31	40,9	32,1	32,1	13,4	13	11,6	13	4,5
20	33	41,6	32,9	33,1	12,6	13	11,8	13,1	4,5
21	35	41,9	33,9	33,8	12,6	13	12	13,1	4,5
22	37	41,4	34,8	33,6	12,7	12,5	11,9	13,2	4,5
23	39	42,1	34,9	34,8	12,7	12	12,4	13,5	4,5
24	41	42,4	35,8	35,3	12,8	12	12,6	13,5	4,6
25	46	42	36,2	35,4	13,1	12	12,8	13,8	4,6
26	51	43	37,9	36,9	13,1	12	13,4	14	4,65
27	56	43,3	38,7	37,6	13,2	12	13,8	14,2	4,7
28	61	44,2	40,4	38,8	13,8	12	14,4	14,5	4,8
29	66	44,1	40,8	39,4	14,2	12,5	14,9	14,7	4,9
30	71	44,9	42,3	40,8	14,8	13	15,5	14,9	4,9
31	76	45,1	42,3	40,8	14,9	13	15,8	15	5

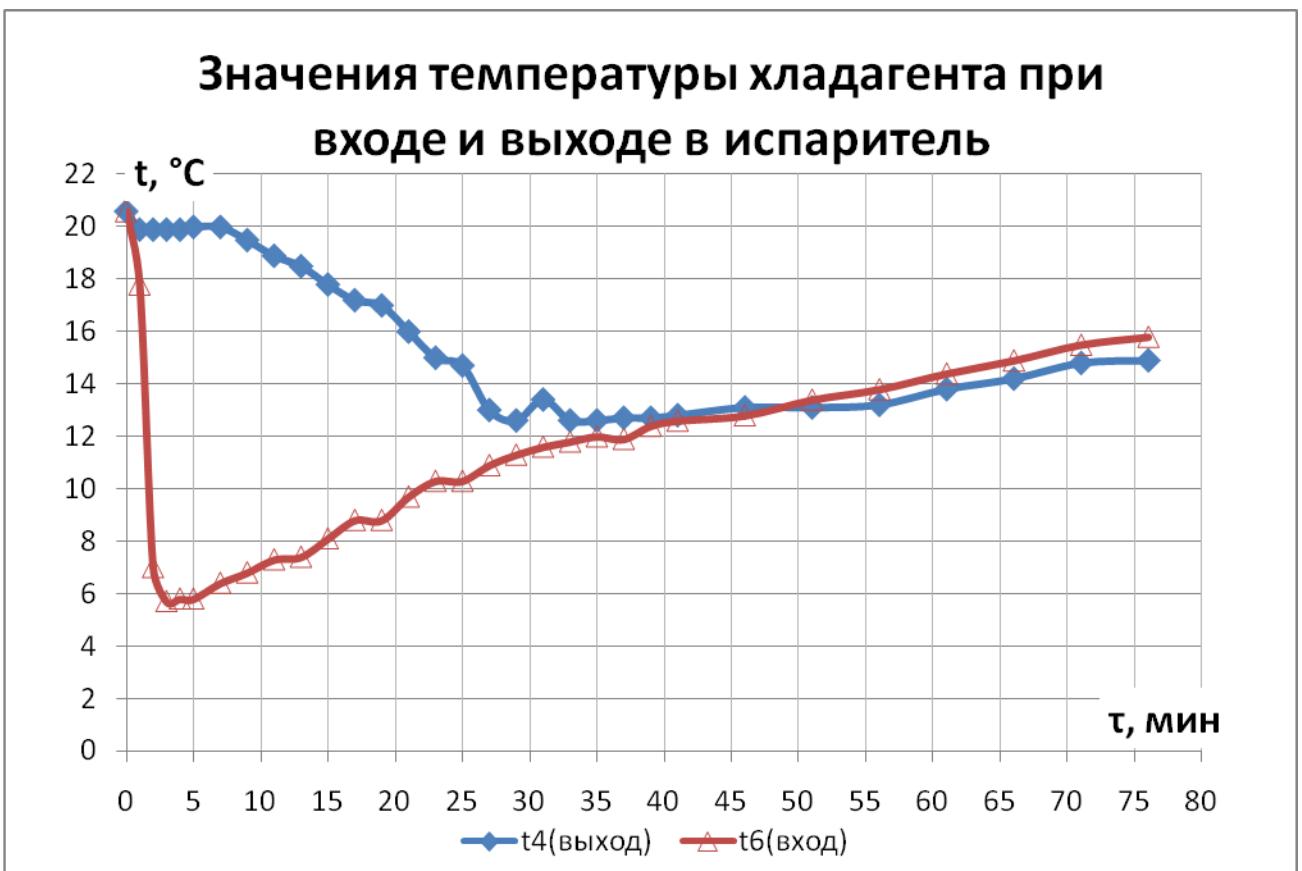
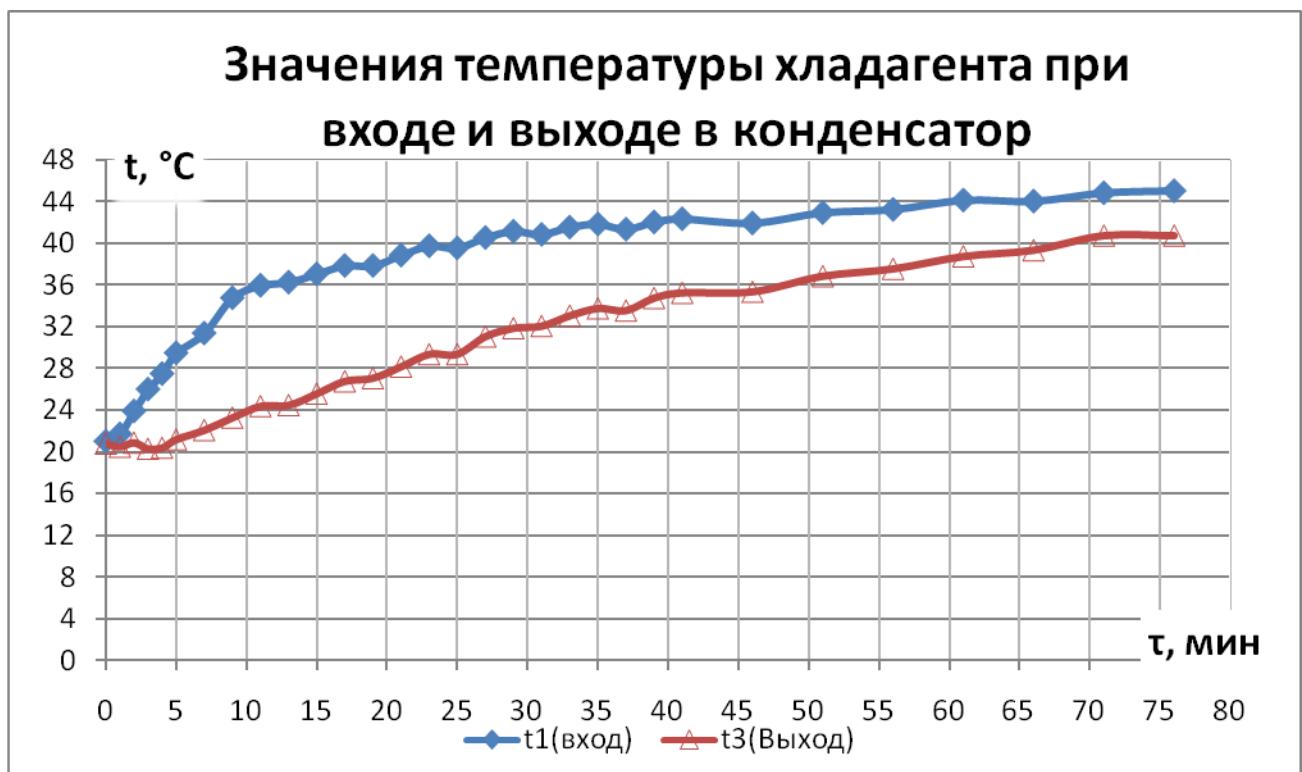
По зависимостям (9) – (12) произведены вычисления и занесены в таблицу 2.2.

Таблица 2.2. Результаты расчётных данных

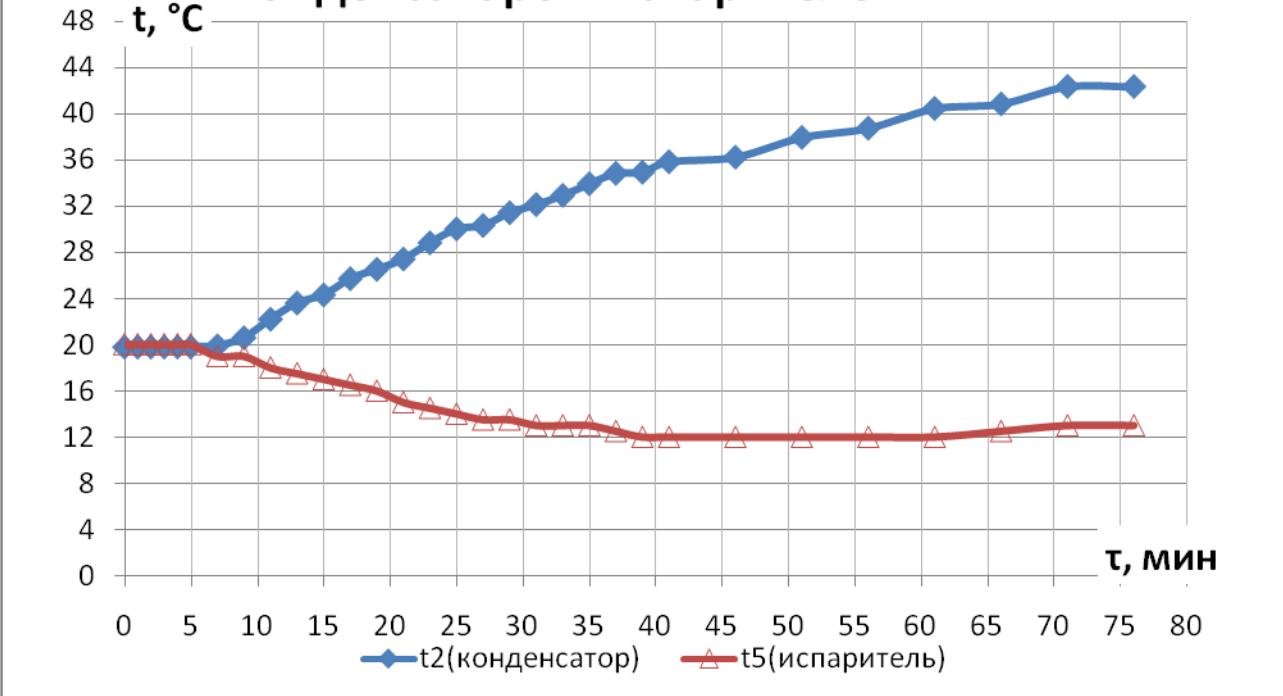
№	Время	Энергия			Коэффициент
		$E_{эл.}$	$E_{нагрев}$	$E_{охл.}$	
	мин	Дж	Дж	Дж	
1	0	0	0	0	0
2	1	13200	0	0	0
3	2	26400	0	0	0
4	3	39600	0	0	0
5	4	52800	0	0	0
6	5	66000	0	0	0
7	7	92400	3771	37710	0.448928571
8	9	118800	30168	37710	0.571363636
9	11	145200	90504	75420	1.142727273
10	13	171600	143298	94275	1.384458042
11	15	198000	169695	113130	1.428409091
12	17	224400	222489	131985	1.579652406
13	19	250800	252657	150840	1.608839713
14	21	277200	286596	188550	1.714090909
15	23	303600	339390	207405	1.801037549
16	25	330000	384642	226260	1.851218182
17	27	356400	395955	245115	1.798737374
18	29	382800	437436	245115	1.783048589
19	31	409200	463833	263970	1.778599707
20	33	435600	494001	263970	1.740061983
21	35	462000	531711	263970	1.722253247
22	37	488400	565650	282825	1.7372543
23	39	514800	569421	301680	1.692115385
24	41	541200	603360	301680	1.672283814
25	46	607200	618444	301680	1.515355731
26	51	673200	682551	301680	1.462018717
27	56	739200	712719	301680	1.372293019
28	61	805200	776826	301680	1.33942623
29	66	871200	791910	282825	1.233626033
30	71	937200	848475	263970	1.186987836
31	76	1003200	848475	263970	1.108896531

По табличным значениям 2.1. и 2.2. построены следующие графические зависимости:

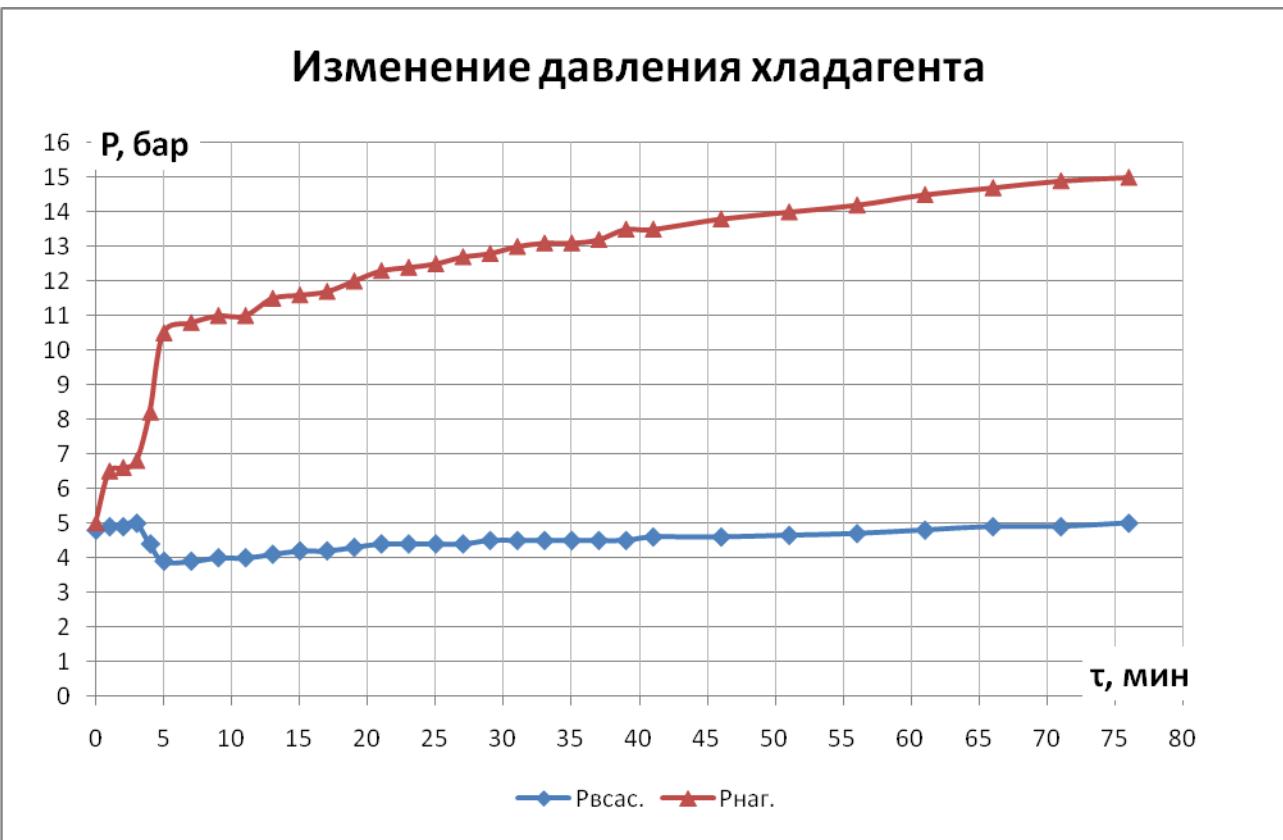
- график изменения температуры хладагента в испарителе и конденсаторе зависимости от времени:



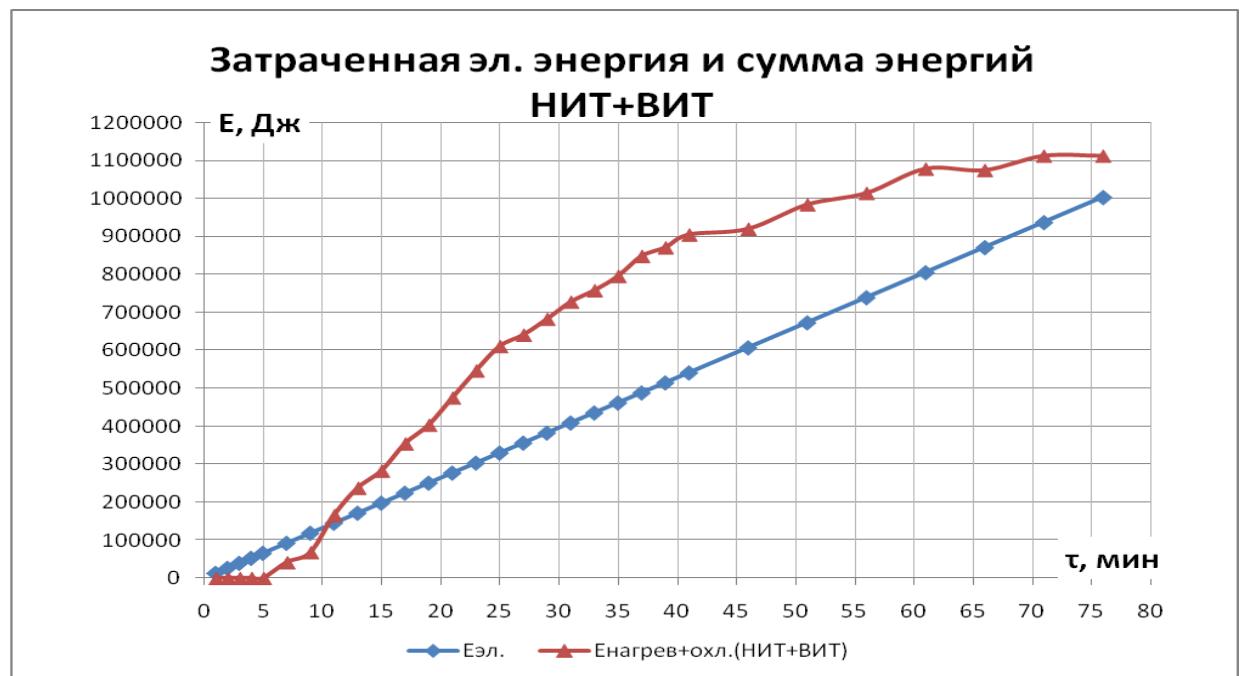
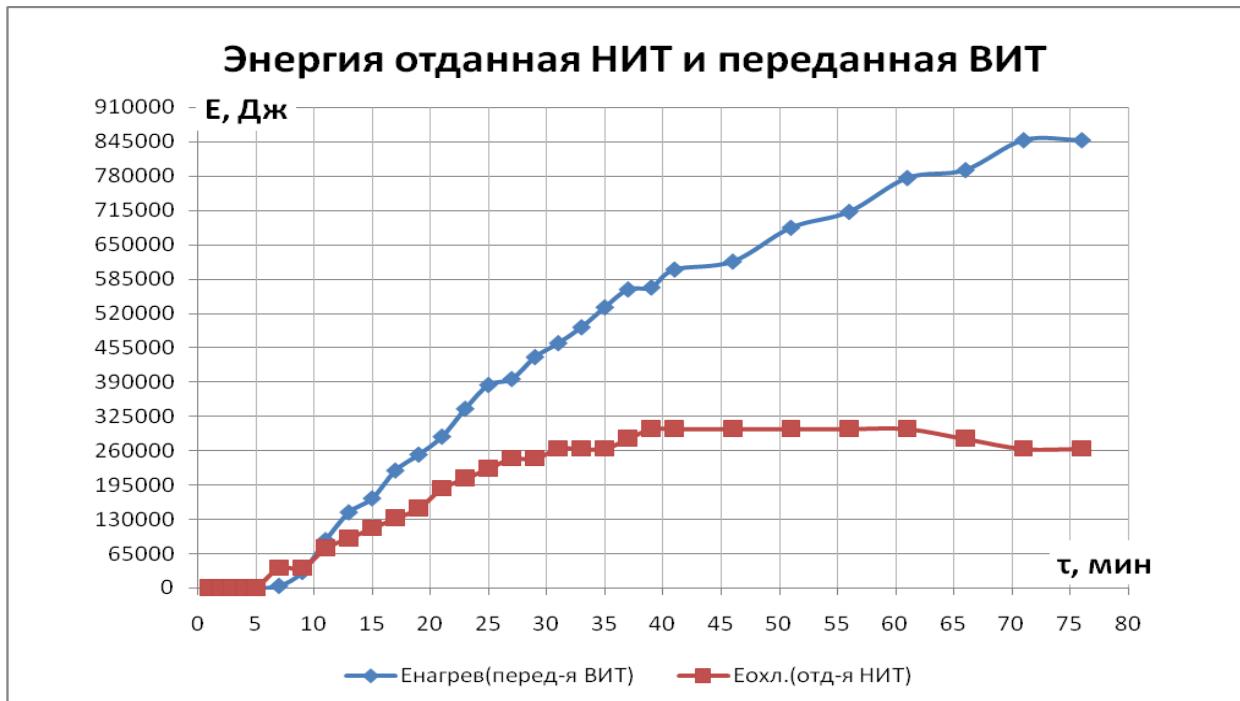
Значения температуры воды в конденсаторе и испарителе



- график изменения давления хладагента во всасывающей и нагнетающей линиях в зависимости от времени:



- количество энергии отобранный у НИТ, переданной ВИТ и затраченной электроэнергии в зависимости от времени:



Для оценки погрешностей измерений эксперимента были произведены расчёты теплоотдачи горизонтальных и вертикальных трубопроводов, по которым движется фреон. Для этого выбраны следующие зависимости:

Критериальное уравнение в неявном виде для числа Нуссельта:

$$Nu = c (Pr \cdot Gr)^n \quad (2.1)$$

Здесь c и n – постоянные числа, для вертикальных труб с турбулентным течением потока коэффициенты $c = 0,135$, $n = 0,33$; для горизонтальных труб с турбулентным режимом течения потока коэффициенты $c = 0,1$, $n = 0,33$.

Для обработки экспериментальных данных и составления критериальных уравнений необходимо выбрать определяющий размер и определяющую температуру. За определяющий размер L , как правило, принимают диаметр трубы или длину рабочего участка. Определяющий размер тоже указывается подстрочным индексом числа подобия.

Для вертикальных трубок принимаем длину рабочего участка l , а для горизонтальной трубы принимаем внешний диаметр трубы D , за определяющую температуру – среднюю температуру пограничного слоя. Уравнение (2.1) для вертикальной трубы примет вид:

$$Nu_l = c (Pr_l \cdot Gr)^n \quad (2.2)$$

Для горизонтальной трубы:

$$Nu_D = c (Pr_D \cdot Gr)^n \quad (2.3)$$

Число Прандтля:

$$Pr = \nu / a \quad (2.4)$$

где ν – кинематический коэффициент вязкости при определенной температуре;
 a – коэффициент температуропроводности; оба коэффициента берутся из таблицы 2.1.

Таблица 2.1. Теплофизические свойства воздуха

$t, {}^\circ C$	$c_p, 10^3$ Дж/кг·К	$\lambda, 10^{-2}$ Вт/м·К	$a, 10^{-6}$ m^2/c	$\nu, 10^{-6}$ m^2/c	$\rho,$ kg/m^3
10	1,005	2,51	20,0	14,16	1,247
20	1,005	2,59	21,4	15,06	1,205
30	1,005	2,67	22,9	16,00	1,165
40	1,005	2,67	24,3	16,96	1,128
50	1,005	2,83	25,7	17,95	1,093
60	1,005	2,90	27,2	18,97	1,060
70	1,009	2,96	28,6	20,02	1,029
80	1,009	3,05	30,2	21,09	1,000
90	1,009	3,13	31,9	22,10	0,972
100	1,009	3,21	33,6	23,13	0,946
120	1,009	3,35	37,0	23,45	0,898
140	1,013	3,49	40,4	27,8	0,898
160	1,017	3,64	44,0	30,1	0,815
180	1,022	3,78	47,6	32,5	0,799
200	1,026	3,93	51,1	34,35	0,746
250	1,038	4,27	61,0	40,61	0,674
300	1,047	4,6	71,6	48,33	0,615

$$\text{Число Грасгофа: } Gr = g\beta\Delta TL^3 / v^2 \quad (5.5)$$

где g - ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; β – температурный коэффициент объёмного расширения теплоносителя; L - определяющий линейный размер поверхности теплообмена; ΔT – разность температур поверхностей теплообмена и теплоносителя; v берется из таблицы 2.1.

$$\text{Коэффициент теплоотдачи: } \alpha = Nu \cdot \lambda / L \quad (2.6)$$

λ - коэффициент теплопроводности таблица 2.1.

$$\text{Полный коэффициент теплоотдачи: } Q = \alpha \cdot F \cdot \Delta T \quad (2.7)$$

Длина вертикальных трубопроводов в зоне испарения фреона 1,35м;

Длина вертикальных труб в зоне конденсации фреона 1,88м.

Рассчитанные значения чисел подобия для вертикальных труб приведены в таблице 2.2.

Таблица 2.2.

Тем-ра теп-ля $T, {}^\circ C$	Число Прандтля Pr	Число Грасгофа Gr	Число Нуссельта Nu	Коэф-т теплоотдачи $\alpha, \frac{B_T}{m^2 \cdot K}$	Полная теплоотдача Q, B_T
10	0,708	5955049918	202,5615108	3,766143646	4907,18876
15	0,705797101	3140995978	163,8439318	3,094829822	2304,27659
20	0,703738318	24620604544	322,9297372	8,363880193	19538,4169
30	0,698689956	21092773196	306,134143	8,173781618	19094,3377
40	0,697942387	18172732893	291,3418733	7,778828016	18171,7075

При расчёта потерь тепла в горизонтальных труб определяющим размером был диаметр трубопроводов $D_{tp} = 6,5 \text{ мм}$. Данные подсчётов горизонтальных труб приведены в таблице 2.3.

Таблица 2.3.

Тем-ра теп-ля $T, {}^\circ C$	Число Прандтля Pr	Число Грасгофа Gr	Число Нуссельта Nu	Коэф-т теплоотдачи $\alpha, \frac{B_T}{m^2 \cdot K}$	Полная теплоотдача Q, B_T
10	0,708	664,6976919	0,762038567	2,942641234	3834,1862
15	0,705797101	350,5953443	0,616382621	2,418116435	1800,42503
20	0,703738318	1017,572203	1,575486652	6,277708352	14665,0215
30	0,698689956	983,9889616	1,554437143	6,385149493	14916,0091
40	0,697942387	952,5516146	1,537326719	6,314865139	14751,8215

2.1. Расчет гидравлических потерь в магистралях.

Гидравлические потери в магистралях складываются из путевых и местных.
Формула для определения путевых потерь давления:

$$\Delta p_{num} = \lambda \cdot \frac{\ell}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (2.8)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения; ℓ -длина магистрали, м; d – внутренний диаметр магистрали, м; ρ – плотность рабочей жидкости при заданной температуре, кг/м³; v – средняя скорость течения жидкости в трубопроводе, м/с.

Для того чтобы определить коэффициент гидравлического трения, необходимо выяснить режим течения жидкости: ламинарный или турбулентный. Для этого вычисляют число Рейнольдса, а затем коэффициент гидравлического трения λ .

Потери давления в каждом местном сопротивлении определяются по формуле Вейсбаха:

$$\Delta p_m = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (2.9)$$

где ζ – коэффициент местного сопротивления.

Напорная линия

$$p_H := 15 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

$$D_{nap} := 6,5 \text{ mm}$$

$$d := D_{nap} - 2 \cdot \delta_{ct} \quad (2.10)$$

$$d = 0.0035 \text{ m}$$

Средняя скорость жидкости в соответствующей магистрали определяется по формуле:

$$V_{cp} := \frac{4 \cdot Q_{max}}{\pi \cdot d^2} \quad (2.10.1)$$

$$\text{Массовый расход фреона составляет: } G_{max} = 1.95 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с} \quad (2.11)$$

$$\text{Объёмный расход фреона: } Q_{max} = G_{max} / \rho \quad (2.12)$$

$$Q_{max} = 1.7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$$

где ρ – плотность жидкого фреона которая составляет 1149 кг/м^3

$$V_{cp} = 1.74 \frac{m}{s}$$

Число Рейнольдса вычисляется:

$$Re := \frac{V_{cp} \cdot d}{\nu} \quad (2.13)$$

Кинематическая вязкость фреона:

$$\nu := 0,949 \cdot 10^{-7} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$$

$$Re = 64173$$

Число Рейнольдса > 2320 , следовательно, режим течения - турбулентный.

При турбулентном режиме течения ($2320 \leq Re \leq 500 \frac{d}{\Delta_3}$; $\Delta > \delta_L$), коэффициент гидравлического сопротивления λ определяется по формуле Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta_3}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0.25} \quad (2.14)$$

Труба считается гидравлически гладкой, если величина шероховатости Δ меньше толщины ламинарного подслоя на стенке трубы δ_L (м).

$$\Delta_3 = 0.02 \dots 0.5 \text{ мм}$$

$$\Delta = 0.02 \dots 0.1 \text{ мм}$$

где Δ_3 – эквивалентная шероховатость трубы, мм.

Δ – шероховатость трубы, мм.

$$\delta_L = \frac{0.0342}{Re^{0.875}} = \frac{0.0342}{64173^{0.875}} = 0.0000095 \text{ м} = 0.0095 \text{ мм} \quad (2.15)$$

$\Delta \delta_{\pi}, 0.02 > 0.0095$ – труба гидравлически шероховатая.

$$\lambda := 0.11 \left(\frac{0.02}{0.0035} + \frac{68}{64173} \right)^{0.25}$$

$$\lambda = 0.123$$

$$1 = 0.035 + 0.18 + 0.03 + 0.26 + 0.825 + 0.03 + 0.02 + 0.31 + 0.23 + 0.09 + \\ 0.305 + 0.01 + 0.03 + 0.05 + 0.085 + 0.025 + 0.05 + 0.06$$

$$1 = 5.09$$

Путевые потери давления:

$$\Delta P_{num} := \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{V_{cp}^2 \cdot \rho}{2} \quad (2.16)$$

$$\Delta P_{num} = 3113.1 \text{ Pa}$$

Коэффициент местного сопротивления при повороте трубопровода на 90 градусов, общее количество поворотов по 90 градусов – 14 [32]:

$$\zeta_{нов} = 0.292 * 14$$

$$\zeta_{нов} = 4,088$$

Коэффициент местного сопротивления для вентиля, количество вентилей -2:
 $\zeta_{вент} = 1.5 * 2$

$$\zeta_{вент} = 3$$

Коэффициент местного сопротивления для теплообменника:
 $\zeta_{m/o} = 6$

Коэффициент местного сопротивления для фильтра осушителя:
 $\zeta_{f.o} = 8$

Коэффициент местного сопротивления для смотрового окна:
 $\zeta_{c.o} = 0,4$

Суммарные местные сопротивления:

$$\zeta = \zeta_{\text{пов}} + \zeta_{\text{вент}} + \zeta_{m/o} + \zeta_{\phi.o} + \zeta_{c.o} = 21,488$$

Потери давления в местных сопротивлениях:

$$\Delta P_m := \zeta \cdot \frac{V_{cp}^2 \cdot \rho}{2} \quad (2.17)$$

$$\Delta P_m = 42071 \text{ Pa}$$

Суммарные потери давления в линии конденсации фреона:

$$\Delta P_{han} := \Delta P_{num} + \Delta P_m \quad (2.18)$$

$$\Delta P_{han} = 73186 \text{ Pa}$$

Сливная линия

Применяются аналогичные формулы (.5.7) - (.5.18)

$$p_c := 5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$D_{nap} := 6,5 \text{ mm}$$

$$d := D_{nap} - 2 \cdot \delta_{cl}$$

$$d = 0.0035 \text{ m}$$

$$V_{cp} := \frac{4 \cdot Q_{max}}{\pi \cdot d^2}$$

Массовый расход фреона:

$$G_{max} = 1.95 * 10^{-3} \text{ кг/с}$$

$$Q_{max} = G_{max} / \rho = 5.46 * 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$$

$$V_{cp} = 56,77 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$v := 0,577 * 10^{-6} \frac{\text{м}}{\text{с}}^2$$

$$Re := \frac{V_{cp} \cdot d}{v}$$

$$Re = 344358$$

Число Рейнольдса > 2320 , следовательно режим течения - Тurbulentный.

При турбулентном режиме течения ($2320 \leq Re \leq 500 \frac{d}{\Delta_\lambda}$; $\Delta > \delta_L$), коэффициент гидравлического сопротивления λ определяется по формуле Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta_\lambda}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0.25}$$

Труба считается гидравлически гладкой, если величина шероховатости Δ меньше толщины ламинарного подслоя на стенке трубы δ_L (м).

$$\Delta_{\vartheta} = 0.02 \dots 0.5 \text{мм}$$

$$\Delta = 0.02, \dots, 0.1 \text{мм}$$

где Δ_{ϑ} – эквивалентная шероховатость трубы, мм.

Δ – шероховатость трубы, мм.

$$\delta_{\vartheta} = \frac{0.0342}{\text{Re}^{0.875}} = \frac{0.0342}{344358^{0.875}} = 4.8 * 10^{-7} \text{ м}$$

$\Delta > \delta_{\vartheta}$, $0.02 > 4.8 * 10^{-7} \text{ м}$ – труба гидравлически шероховатая.

$$\lambda := 0.11 \left(\frac{0.02}{0.0035} + \frac{68}{344358} \right)^{0.25}$$

$$\lambda = 0.170$$

$$l = 0.03 + 0.03 + 0.02 + 0.30 + 0.17 + 0.265 + 0.14 + 0.23 + 0.09 + 0.37 +$$

$$0.04 + 0.545$$

$$l = 2.23$$

$$\Delta P_{num} := \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{V_{cp}^2 \cdot \rho}{2}$$

$$\Delta P_{num} = 48869.1 \text{ Па}$$

Коэффициент местного сопротивления при повороте трубопровода на 90 градусов, общее количество поворотов по 90 градусов – 10 [Идельчик, 9]:

$$\zeta_{pov} = 0.292 * 10$$

$$\zeta_{pov} = 2,92$$

Коэффициент местного сопротивления для вентиля, количество вентилей

составляет 2:

$$\zeta_{вент} = 1.5 * 2$$

$$\zeta_{вент} = 3$$

Коэффициент местного сопротивления для теплообменника:

$$\zeta_{m/o} = 6$$

Суммарные местные сопротивления:

$$\zeta = \zeta_{пов} + \zeta_{вент} + \zeta_{m/o} + \dots = 11,92$$

$$\Delta P_m := \zeta \cdot \frac{V_{cp}^2 \cdot \rho}{2}$$

$$\Delta P_m = 5378,2 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{cl} := \Delta P_{num} + \Delta P_m$$

$$\Delta P_{cl} = 54247 \text{ Па}$$

Потери в сливной и напорной магистралях:

$$\Delta P = \Delta P_{han} + \Delta P_{cl} \quad (2.19)$$

$$\Delta P = 127433 \text{ Па}$$

Потери на дросселе составляют:

$$\Delta P_{dp} = P_h - P_c - (\Delta P_{han} + \Delta P_{cl}) \quad (2.20)$$

$$\Delta P_{dp} = 8,72 * 10^5 \text{ Па}$$

2.2. Расчёт дросселя ТНУ

Исходные данные:

$$\text{Расход фреона } G = 1,95 * 10^{-3} \text{ кг/с}$$

Давление при конденсации паров фреона $P_k = 15 \cdot 10^5 \text{ Па}$

Давление при испарении жидкого фреона $P_u = 5 \cdot 10^5 \text{ Па}$

Плотность фреона $\rho = 1149 \text{ кг/м}^3$

Кинематическая вязкость фреона $v = 0,949 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$

Задаемся внутренним диаметром капилляра $d_k = 0.0015 \text{ м}$

Находим скорость течения фреона в капилляре:

$$w = \frac{4G}{\pi \rho d_k^2} = 0,96 \text{ м/с} \quad (2.21)$$

Определяем число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{wd_k}{\nu_2} = 15173 \quad (2.22)$$

Определяем коэффициент трения по формуле Шифринсона:

$$\lambda = 0.11 \cdot \left(\frac{\Delta_s}{d_k} \right)^{0.25} = 0,0664 \quad (2.23)$$

где $\Delta_s = 0,0002 \text{ м}$ – эквивалентная абсолютная шероховатость [32]

Из уравнения путевых потерь:

$$\Delta p = P_u - P_k = \lambda \frac{l}{d_k} \cdot \frac{w^2 \cdot \rho_2}{2} \quad (2.24)$$

Находим необходимую длину капилляра:

$$l = \frac{\Delta p \cdot 2 \cdot d_k}{\rho \cdot w^2 \cdot \lambda} = 0,186 \text{ м} \quad (2.25)$$

Вывод: экспериментально подтверждена эффективность использования теплового насоса, а также его работоспособность. Выявлены недостатки конструкции, которые могли повлиять на численные значения данных эксперимента. В частности влияние температуры окружающей среды

(температуры комнаты) на температуру воды в испарителе и конденсаторе, температуру хладагента в трубках. Потери тепла через трубы составляют не более 5%, что укладывается в допускаемую погрешность. Путевые и местные гидравлические потери также не оказывают влияния на работоспособность установки.

В ходе экспериментальных исследований температура источника низкопотенциальной теплоты (водопроводная вода) изменялась в интервале 13-42,3°C. Начальная температура воды в теплообменнике составляла 20°C. В результате вода была нагрета с 20°C до 42,3°C.

Список используемой литературы

1. Antonio Briganti. Тепловые насосы в жилых помещениях.// АВОК, 2001, № 5,6.
2. Проценко В.П., Радченко В.А. Коэффициент преобразования парокомпрессионных тепловых насосов. М.: Теплоэнергетика, 1988, №8.
3. В. В. Кафаров. Основы массопередачи.// М.: Высшая школа. 1972
4. М.Е. Дейч, Г.А. Филипов. Газодинамика двухфазных сред. М.: Энергия. 1968.
5. Г.Н. Абрамович. Техническая термодинамика. М.: Наука. 1969.
6. Бродянский В.М., Ишkin И.П. Применение диаграммы энталпия - эксергия для термодинамических расчетов. М.: «Холодильная техника», 1962, №1.
7. Проценко В.П., Радченко В.А. Коэффициент преобразования парокомпрессионных тепловых насосов.// Теплоэнергетика, 1988, №8.
8. Antonio Briganti. Тепловые насосы в жилых помещениях.// АВОК, 2001, № 5,6.
9. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М.О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.

Принятые сокращения

ТН – тепловой насос

ТНУ – теплонасосная установка

R134a – марка фреона (хладоагента)

НИТ – низкопотенциальный источник теплоты

ВИТ – высокопотенциальный источник теплоты

ПЭВМ – персональная электронная вычислительная машина

СОМ2 – разъем

Принятые обозначения величин и их размерности

P – давление, Па

T – температура, К

T_c – температура конденсации, К

T_b – температура кипения, К

S – энтропия,

i – энталпия,

v – удельный объём, м³

Q_0 – холодопроизводительность, Вт

q_0 – холодопроизводительность удельная массовая, Дж/кг

q_v – холодопроизводительность удельная объемная, Дж/м³

q_b – теплота удельная отводимая от конденсатора

L – работа, Дж/кг

l_s – работа цикла ТН (удельная изоэнтропная), Дж/кг

G_a – массовый расход рабочего вещества в машине, кг/с

N – мощность компрессора (изоэнтропная), Вт

V_d – производительность компрессора (действительная объемная), м³/с

ε_m – холодильный коэффициент теоретический

I – сила тока, А

U – напряжение, В

τ – время, сек.

Принятые индексы величин

эл – электрическая энергия

0 – относится к температуре кипения фреона (хладоагента)

к – относится к температуре конденсации фреона (хладоагента)

к – конденсатор

т – теоретический